



TUGAS AKHIR - TM 141585

***MODELLING DAN ANALISIS BERDASARKAN STUDI
EKSPERIMENTAL PENGARUH PROFIL GIGI
TERHADAP REGANGAN DINAMIS PADA RODA GIGI
KERUCUT LURUS DENGAN METODE ELEMEN
HINGGA***

**BAGUS WIDOTO AJI
NRP 2112 100 170**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



TUGAS AKHIR - TM 141585

**MODELLING DAN ANALISIS BERDASARKAN STUDI
EKSPERIMENTAL PENGARUH PROFIL GIGI
TERHADAP REGANGAN DINAMIS PADA RODA GIGI
KERUCUT LURUS DENGAN METODE ELEMEN
HINGGA**

**BAGUS WIDOTO AJI
NRP 2112 100 170**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT - TM 141585

**MODELLING AND ANALYSIS BASED ON
EXPERIMENTAL STUDIES OF TOOTH PROFILE
EFFECTS ON DYNAMIC STRAIN IN A STRAIGHT
BEVEL GEAR USING FINITE ELEMENT METHOD**

**BAGUS WIDOTO AJI
NRP 2112 100 170**

**Advisor
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017**

**MODELLING DAN ANALISIS BERDASARKAN STUDI
EKSPERIMENTAL PENGARUH PROFIL GIGI
TERHADAP REGANGAN DINAMIS PADA RODA GIGI
KERUCUT LURUS DENGAN METODE ELEMEN
HINGGA**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

BAGUS WIDOTO AJI

NRP. 2112 100 170

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA (Pembimbing)
NIP. 196508101991021001
2. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E (Penguji I)
NIP. 196511031990021001
3. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD. (Penguji II)
NIP. 197909262005011001
4. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT. (Penguji III)
NIP. 196807061999031004

SURABAYA

JULI, 2017

**MODELLING DAN ANALISIS BERDASARKAN STUDI
EKSPERIMENTAL PENGARUH PROFIL GIGI TERHADAP
REGANGAN DINAMIS PADA RODA GIGI KERUCUT
LURUS DENGAN METODE ELEMEN HINGGA**

Nama : Bagus Widoto Aji
NRP : 2112 100 170
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

Abstrak

Roda gigi atau gear merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya. Tenaga yang ditransmisikan sebuah gear berasal dari kontak dan gesekan yang terjadi antara sepasang gear dan kemudian diteruskan oleh porosnya. Sumber kegagalan pada roda gigi pada dasarnya berasal dari dua buah tegangan yang bekerja pada gigi-gigi yang saling bertautan, yaitu tegangan kontak dan tegangan bending. Tegangan – tegangan ini akan sangat cepat memicu kegagalan jika dipadukan dengan kesalahan-kesalahan (error) dalam perancangan, pemasangan, dan manufaktur roda gigi. Selain itu, salah satu upaya yang dapat dilakukan untuk mengurangi masalah-msalah tersebut adalah dengan memodifikasi profil gigi pada gear khususnya pada tipe bevel gear.

Penentuan data awal dilakukan untuk menentukan dimensi awal straight bevel gear dan juga untuk menentukan dimensi modifikasi yang dilakukan. Bentuk modifikasi yang dilakukan pada straight bevel gear adalah tip relief atau memotong bagian tip roda gigi dengan bentuk parabolik dan bentuk linear. Kedua straight bevel gear tersebut kemudian dimodelkan 3D dengan software CAD. Modelling 3D tersebut disimulasikan secara dinamis (transient structural) dengan software FEA untuk mengetahui nilai regangan dinamis serta tegangan kontak yang terjadi roda gigi dengan variasi RPM pinion sebesar 500 rpm, 700 rpm, 900 rpm, dan 1100 rpm serta variasi beban sebesar 65 %, 85 %, dan 100 %.

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah nilai regangan dinamis serta tegangan kontak pada straight bevel gear dengan profil standard dan modifikasi. Hasil regangan dinamis dari simulasi profil standard dan profil modifikasi parabolic tip relief dibandingkan dengan hasil studi eksperimental yang pernah dilakukan sebelumnya dengan variasi pembebanan dan putaran yang sama. Secara keseluruhan dari perbandingan hasil simulasi dengan studi eksperimental didapatkan perbedaan nilai (error) sebesar 13,88% dan dapat pula disimpulkan bahwa profil modifikasi parabolic tip relief dapat menurunkan regangan dinamis. Hasil perbandingan regangan dinamis profil modifikasi parabolic tip relief dan linear tip relief menunjukkan bahwa profil linear tip relief dapat menurunkan regangan dinamis sebesar 35,93%. Hasil perbandingan tegangan kontak profil standard, profil modifikasi parabolic tip relief, dan linear tip relief menunjukkan bahwa profil linear tip relief dapat menurunkan tegangan kontak sebesar 26,3%.

Kata Kunci: straight bevel gear, tip relief, tegangan kontak, regangan dinamis, finite element method

**MODELLING AND ANALYSIS BASED ON
EXPERIMENTAL STUDIES OF TOOTH PROFILE
EFFECTS ON DYNAMIC STRAIN IN A STRAIGHT BEVEL
GEAR USING FINITE ELEMENT MODEL**

Name : Bagus Widoto Aji
Student's ID : 2112100170
Major : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisor : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

Abstract

Gear, as we know is a component of a machine which purpose is to transmit power. The power transmitted is a result of the contact and meshing of two gears which is then generated through its shaft. Failure in a pair of gear is mainly caused by two stresses, which are bending stress and contact stress. These stresses will further cause failure when matched with errors in gear manufacturing and assembly. One of the method to reduce these failures is by modifying its tooth profile. Therefore, this thesis will explore the effects of tooth profile modification in a straight bevel gear using finite element method to ease the solution.

This thesis begins by determining the data needed, which includes geometry of the straight bevel gear and its tooth profile modification. The tooth profile modification used is called tip relief, a method in which the tip of the tooth is cut (linearly and parabolic) to reduce interference of the gears. All of the straight bevel gears (standard and modified) is then 3D modelled using CAD software and analyzed using finite element method software. Transient structural analysis is used in this thesis with variations of RPM (500, 700, 900, 1100) and loads (65%, 85%, 100%). From the simulation, the solution that is solved is the dynamic strain and contact stress.

The results gained from this analysis are the dynamic strain and contact stress in standard and modified straight bevel gear. The dynamic strains of the standard and modified tooth profile is compared to the results from the experimental studies that have been

done before, with the same RPM and loads variations. Overall, by comparing the result from the simulations and the experimental studies, the margin of error is 13,88% and it also concluded that the parabolic tip relief modification is able to reduce dynamic strain. By comparing the dynamic strain results from tooth profile modification of parabolic tip relief and linear tip relief, it is shown that linear tip relief is able to reduce dynamic strain by 35,93%. Finally, by comparing the contact stress results of the standard, parabolic tip relief and linear tip relief tooth profile it is shown that the linear tip relief is able to reduce contact stress by 26,3%.

Key Words: straight bevel gear, tip relief, contact stress, dynamic strain, finite element method

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Rabbil'alamin. Puji syukur penulis panjatkan kehadirat ALLAH SWT atas limpahan rahmat, hidayah, rizki dan izin-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Lasmono dan Ibu Kenssy, orangtua penulis dan keluarga besar yang selalu memberikan semangat dan do'a yang tak henti-henti hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan dan nasehat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Yusuf Kaelani, M.Eng.Sc., Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT., dan Bapak Bambang Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., PhD., selaku dosen penguji yang telah memberikan banyak saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc., Ph.D., selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
5. Seluruh Dosen beserta staff karyawan Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang telah memberikan bekal ilmu pengetahuan serta sarana dan prasarana kepada penulis selama menjalani perkuliahan.
6. Teman-teman Kambing Tapanuli yang senantiasa memberi semangat penulis dengan melakukan futsal rutin

7. Seluruh rekan-rekan Teknik Mesin ITS 2012 M55 Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember yang turut membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari ALLAH SWT.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini, dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan TERIMA KASIH.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xiv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Dasar Teori	5
2.1.1 Roda Gigi	3
2.1.1.1 Terminologi Roda Gigi	8
2.1.2 <i>Bevel Gear</i>	9
2.1.2.1 Ternimologi <i>Bevel Gear</i>	9
2.1.2.2 Analisis Gaya pada <i>Bevel Gear</i>	11
2.1.2.3 Analisis Kekuatan pada <i>Bevel Gear</i>	12
2.1.2.4 Analisis Tegangan Permukaan pada <i>Bevel Gear</i>	15
2.1.3 Involut	16
2.1.4 Modifikasi Profil Gigi <i>Tip Relief</i>	17
2.1.5 Metode Elemen Hingga	18
2.2 Penelitian Terdahulu	19
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Penentuan Data Awal	27
3.2 Desain 3D dan Simulasi	29
3.2.1 Desain	29
3.2.2 <i>Finite Element Model, Boundary Conditions, Solution</i>	30
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	
4.1 Analisis Regangan Hasil Simulasi <i>Straight Bevel Gear</i>	

Profil Standard dan <i>Parabolic Tip Relief</i>	38
4.1.1 Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Dengan Beban Tetap Dengan Variasi Putaran Pada Roda Gigi Profil Standard dan Modifikasi <i>Parabolik Tip Relief</i>	39
4.1.2 Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Dengan Putaran Tetap dan Beban Bervariasi Pada Roda Gigi Profil Standard dan Modifikasi <i>Parabolik Tip Relief</i>	44
4.2 Perbandingan Hasil Simulasi dengan Hasil Studi Eksperimental	51
4.3 Analisis Regangan Hasil Simulasi <i>Straight Bevel</i> <i>Gear</i> Profil Modifikasi <i>Parabolic Tip Relief</i> dan <i>Linear Tip Relief</i>	52
4.3.1 Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Dengan Beban Tetap Dengan Variasi Putaran Pada Roda Gigi Profil Modifikasi <i>Parabolic Tip Relief</i> dan <i>Linear Tip Relief</i>	53
4.3.2 Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Dengan Putaran Tetap dan Beban Bervariasi Pada Roda Gigi Profil Modifikasi <i>Parabolic Tip Relief</i> dan <i>Linear Tip Relief</i>	58
4.3.3 Perbandingan Akumulasi Regangan Dinamis Pada <i>Straight Bevel Gear</i> Profil Standard, <i>Parabolic Tip Relief</i> , dan <i>Linear Tip Relief</i> Dengan Variasi Beban dan Putaran ...	65
4.4 Analisis Tegangan Kontak Hasil Simulasi <i>Straight Bevel</i> <i>Gear</i> Profil Standard dan Modifikasi	69
4.4.1 Analisis Tegangan Kontak Pada <i>Straight Bevel Gear</i> Profil Standard, <i>Parabolic Tip Relief</i> , dan <i>Linear</i> <i>Tip Relief</i> Dengan Variasi Beban	70
4.4.2 Analisis Tegangan Kontak Pada <i>Straight Bevel Gear</i> Profil Standard, <i>Parabolic Tip Relief</i> , dan <i>Linear</i> <i>Tip Relief</i> Dengan Variasi Putaran	72
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan	75

5.2 Saran.....	77
DAFTAR PUSTAKA	xvi

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bentuk – Bentuk Roda Gigi	7
Gambar 2.2 Terminologi Roda Gigi	8
Gambar 2.3 <i>Bevel Gear</i>	9
Gambar 2.4 Terminologi <i>Bevel Gear</i>	10
Gambar 2.5 Gaya – Gaya yang Bekerja pada <i>Bevel Gear</i>	12
Gambar 2.6 Distribusi Gaya pada <i>Bevel Gear</i>	13
Gambar 2.7 <i>Spherical Involute</i>	16
Gambar 2.8 Tredgold <i>Bevel Gear</i>	16
Gambar 2.9 Profil Gigi dengan Modifikasi <i>Tip Relief</i>	19
Gambar 2.10 <i>Meshing</i> Pada <i>Plate</i>	19
Gambar 2.11 Bentuk Profil <i>Spur Gear</i>	20
Gambar 2.12 Grafik Regangan Pada Profil A	20
Gambar 2.13 Grafik Regangan Pada Profil B	21
Gambar 2.14 Grafik Regangan Pada Profil C	21
Gambar 2.15 Grafik Regangan Pada Profil D	22
Gambar 2.16 Grafik Regangan Pada Profil E.....	22
Gambar 2.17 Grafik Regangan Pada Profil F.....	23
Gambar 2.18 Grafik Regangan Profil Pada Beban Tetap 100% dan 85%	24
Gambar 2.19 Grafik Regangan Pada Putaran Tetap 500 RPM, dan 700 RPM	25
Gambar 3.1 Grafik Hasil Pengukuran Dimensi Profil <i>Pinion</i> Setelah <i>Tip Relief</i>	28
Gambar 3.2 Grafik Hasil Pengukuran Dimensi Profil <i>Gear</i> Setelah <i>Tip Relief</i>	29
Gambar 3.3 Pengaturan untuk Input Geometri <i>Pinion</i>	30
Gambar 3.4 Tampilan <i>Straight Bevel Gear</i> 2 Dimensi	30
Gambar 3.5 <i>Import</i> Geometri <i>Straight Bevel Gear</i>	31
Gambar 3.6 Pendefinisian <i>Contact</i>	32
Gambar 3.7 Pendefinisian <i>Joint</i> pada <i>Gear</i>	33
Gambar 3.8 Pendefinisian <i>Joint</i> pada <i>Pinion</i>	33
Gambar 3.9 <i>Meshing</i> pada 3D Model <i>Straight Bevel Gear</i> ...	34
Gambar 3.10 Pendefinisian <i>Load</i>	36

Gambar 4.1 Nilai Regangan Pada Simulasi <i>Straight Bevel Gear</i> (Tampilan <i>Gear</i>)	37
Gambar 4.2 Nilai Regangan Pada Simulasi <i>Straight Bevel Gear</i> (Tampilan <i>Pinion</i>)	38
Gambar 4.2 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 100 % Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	39
Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 85 % Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	41
Gambar 4.4 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 65 % Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	43
Gambar 4.5 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 500 RPM Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	45
Gambar 4.6 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 700 RPM Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	47
Gambar 4.7 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 900 RPM Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	48
Gambar 4.8 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 1100 RPM Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	50
Gambar 4.9 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 100 % Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	53
Gambar 4.10 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 85 % Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	55
Gambar 4.11 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 65 % Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	57
Gambar 4.12 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis	

	Maksimum Putaran 500 RPM Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	59
Gambar 4.13	Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 700 RPM Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	60
Gambar 4.14	Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 900 RPM Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	62
Gambar 4.15	Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 1100 RPM Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	64
Gambar 4.16	Grafik Akumulasi Regangan Dinamis Dengan Putaran Tetap Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	66
Gambar 4.17	Grafik Akumulasi Regangan Dinamis Dengan Beban Tetap Pada <i>Pinion</i> (a) dan <i>Gear</i> (b)	68
Gambar 4.18	Contoh Hasil Simulasi Tegangan Kontak Pada Bentuk Profil Standard	70
Gambar 4.19	Grafik Tegangan Kontak Vs. Beban	71
Gambar 4.20	Grafik Tegangan Kontak Vs. Putaran	72

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Klasifikasi Roda Gigi Berdasarkan Letak Poros	6
Tabel 2.2 Parameter Desain <i>Bevel Gear</i>	11
Tabel 3.1 Data Geometri <i>Straight Bevel Gear</i> Profil Standard	27
Tabel 3.2 Data Material S45C	28
Tabel 3.3 Pengaturan <i>Contact</i>	32
Tabel 3.4 <i>Time Setting</i> pada <i>Software</i>	35

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Seiring dengan perkembangannya jaman, kebutuhan manusia akan aktivitas perindustrian tentunya akan juga meningkat. Aktivitas perindustrian umumnya menggunakan mesin-mesin berkapasitas besar dan memiliki umur yang panjang. Ada banyak sekali elemen mesin yang memengaruhi kinerja suatu mesin, pada sistem transmisi daya khususnya terletak pada *gearbox*-nya. Di dalam sebuah *gearbox* terdapat rangkaian-rangkaian *gear* atau roda gigi yang disusun sedemikian rupa agar dapat mentransmisikan daya secara optimum dari penghasil daya mesin.

Roda gigi atau *gear* merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya. Tenaga yang ditransmisikan sebuah *gear* berasal dari kontak dan gesekan yang terjadi antara sepasang *gear* dan kemudian diteruskan oleh porosnya. Selain roda gigi, terdapat pula rantai dan *belt* yang memiliki fungsi untuk mentransmisikan daya. Namun dibandingkan dengan dua pilihan tersebut, roda gigi mempunyai lebih banyak keuntungan, antara lain

- *Realibility* yang lebih tinggi
- Kemampuan menerima beban yang tinggi
- Efisiensi karena kemungkinan *slip* yang lebih kecil
- Sistem transmisi yang ringkas dengan putaran dan daya yang lebih besar

Dengan berbagai keuntungan yang didapat dengan menggunakan roda gigi dalam mentransmisikan daya, terdapat beberapa hal yang tetap perlu diperhatikan agar umur roda gigi bisa panjang. Sumber kegagalan pada roda gigi pada dasarnya berasal dari dua buah tegangan yang bekerja pada gigi-gigi yang saling bertautan, yaitu tegangan kontak dan tegangan bending. Tegangan-

tegangan ini akan sangat cepat memicu kegagalan jika dipadukan dengan kesalahan-kesalahan (*error*) dalam perancangan, pemasangan, dan manufaktur rodagigi. Secara umum kegagalan-kegagalan yang terjadi pada roda gigi adalah *wear*, *surface fatigue* dan *plastic wear*, yang disebabkan tegangan kontak dan *breakage* yang dihasilkan tegangan bending. Mengingat rawannya sebuah roda gigi mengalami kegagalan maka perlu adanya sebuah perancangan yang tepat, akurat, dan teliti, terutama untuk roda gigi pada mesin-mesin industri. Di industri sebuah mesin saling terhubung dengan struktur atau komponen peralatan yang lain dalam sebuah sistem produksi. Jika roda gigi pada sebuah mesin rusak tiba-tiba maka akan menyebabkan kerusakan yang lebih parah pada komponen yang lain dalam sistem tersebut. Kondisi seperti ini adalah sesuatu yang tidak diinginkan dan harus dihindari oleh industri karena kondisi tersebut tidak hanya akan menambah biaya produksi, tetapi juga akan membuat produksi terhenti. Selain melakukan perancangan yang tepat, salah satu upaya yang dapat dilakukan untuk mengurangi masalah-masalah tersebut adalah dengan memodifikasi profil gigi pada *gear* khususnya pada tipe *bevel gear*. Pengaruh modifikasi ini tentunya sangat tergantung oleh bentuk profil yang digunakan.

Oleh karena itu perlu diadakan suatu penelitian tentang perbandingan tegangan-tegangan yang terjadi pada *straight bevel gear* profil standard dengan *straight bevel gear* profil modifikasi menggunakan metode elemen hingga. Dengan membandingkan bentuk profil dan menentukan yang lebih baik dalam penggunaannya maka umur roda gigi dan komponen bersangkutan lainnya akan lebih lama. Untuk itu dilakukanlah penelitian tentang “*Modelling dan Analisis Berdasarkan Studi Ekperimental Pengaruh Profil Gigi Terhadap Regangan Dinamis Pada Roda Gigi Kerucut Lurus Dengan Metode Elemen Hingga*”.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dalam Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana perbandingan hasil yang diperoleh dari simulasi dengan hasil studi eksperimental?
2. Bagaimana pengaruh bentuk profil gigi yang baru pada *straight bevel gear* terhadap regangan dinamis dan tegangan kontak dengan variasi kecepatan putar dan beban?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Membandingkan dan menganalisis hasil yang didapat saat simulasi dengan hasil yang diperoleh saat studi eksperimental
2. Mengetahui pengaruh bentuk profil gigi yang baru pada *straight bevel gear* terhadap regangan dinamis dan tegangan kontak dengan variasi kecepatan putar dan beban

1.4 Batasan Masalah

Analisis pada Tugas Akhir ini dilakukan terhadap sepasang *straight bevel gears*. Pasangan *gear* ini terdiri dari rangkaian *gear – pinion* yang mempunyai profil gigi standar dan rangkaian *gear – pinion* yang mempunyai profil gigi modifikasi. Selain itu, batasan masalah pada Tugas Akhir ini adalah:

1. Material bersifat homogen dan isotrop
2. Variasi pada bentuk profil gigi: standar dan modifikasi (*tip relief*)
3. Variasi putaran pinion: 500 rpm, 700 rpm, 900 rpm, 1100 rpm
4. Variasi beban: 65 %, 85%, 100 %

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diharapkan dapat diambil dari Tugas Akhir ini adalah mengetahui selisih kekuatan antara *straight bevel gear* profil standar dengan *straight bevel gear* profil modifikasi. Dengan membandingkan karakteristik dinamik dari profil gigi maka diharapkan dapat diketahui bentuk profil gigi yang lebih baik yang menghasilkan tegangan serta regangan kaki gigi yang lebih rendah. Dengan bentuk profil yang lebih baik diharapkan dapat memperpanjang umur roda gigi serta komponen atau elemen yang lain seperti bantalan dan poros.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini akan dibahas mengenai dasar teori dan penelitian terdahulu yang akan digunakan sebagai acuan, prosedur, dan langkah-langkah dalam melakukan penelitian sehingga permasalahan yang diangkat dapat terselesaikan dengan baik. Adapun dasar teori dan tinjauan pustaka yang digunakan adalah berdasarkan permasalahan pada proses perancangan *straight bevel gear* dengan profil gigi modifikasi dan analisis kekuatannya dengan metode *finite element method*.

2.1 Dasar Teori

Sub bab ini berisi tentang teori – teori yang menjadi referensi penulis dalam melakukan penelitian. Dasar teori tersebut antara lain adalah tentang roda gigi, *bevel gear*, analisis gaya pada *bevel gear*, involut, dan modifikasi pada profil gigi.

2.1.1 Roda Gigi

Rodagigi digunakan untuk mentransmisikan daya besar dan putaran yang tepat. Rodagigi memiliki gigi di sekelilingnya, sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi-gigi kedua roda yang saling berkait. Roda gigi sering digunakan karena dapat meneruskan putaran dan daya yang lebih bervariasi dan lebih kompak daripada menggunakan alat transmisi yang lainnya.

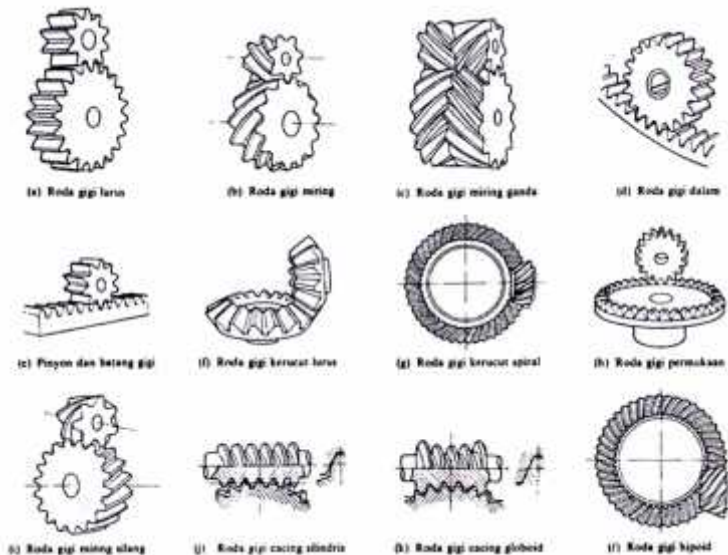
Roda gigi harus mempunyai perbandingan kecepatan sudut tetap antara dua poros. Di samping itu terdapat pula rodagigi yang perbandingan kecepatan sudutnya dapat bervariasi. Ada pula roda gigi dengan putaran yang terputus-putus. Dalam teori, roda gigi pada umumnya dianggap sebagai benda kaku yang hampir tidak mengalami perubahan bentuk dalam jangka waktu lama

Menurut letak poros maka roda gigi diklasifikasikan seperti tabel berikut:

No.	Letak Poros	Roda Gigi	Keterangan
1.	Roda gigi dengan poros sejajar	Roda gigi lurus (a) Roda gigi miring (b) Roda gigi miring ganda (c)	(Klasifikasi atas dasar bentuk alur gigi)
		Roda gigi luar Roda gigi dalam dan pinion (d) Batang gigi dan pinion (e)	Arah putaran berlawanan Arah putaran sama Gerakan lurus dan berputar
2.	Roda gigi dengan poros berpotongan	Roda gigi kerucut lurus (f) Roda gigi kerucut spiral (g) <ul style="list-style-type: none"> Roda gigi kerucut Zerol Roda gigi kerucut miring Roda gigi kerucut miring ganda Roda gigi permukaan dengan poros berpotongan (h)	(Klasifikasi atas dasar bentuk jalur gigi)
3.	Roda gigi dengan poros silang	Roda gigi miring silang (i) Batang gigi miring silang	Kontak titik Gerakan lurus dan berputar

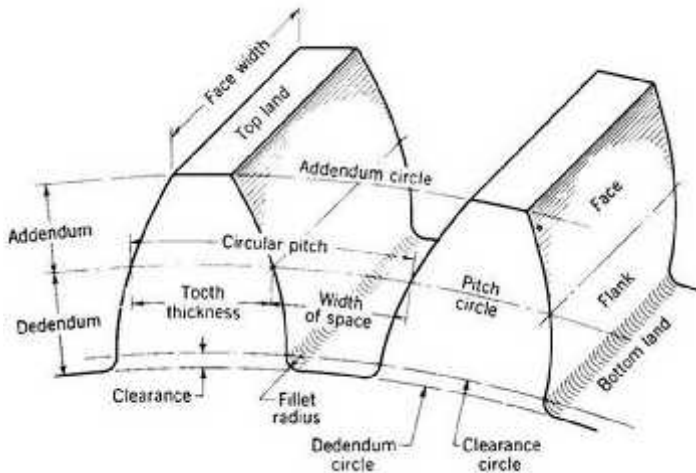
		Roda gigi cacing silindris (j) Roda gigi cacing selubung ganda (globoid) (k) Roda gigi cacing samping	
		Roda gigi hiperboloid Roda gigi hipoid (l) Roda gigi permukaan silang	

Tabel 2.1 Klasifikasi Roda Gigi Berdasarkan Letak Poros



Gambar 2.1 Bentuk - Bentuk Roda Gigi

2.1.1.1 Terminologi Roda Gigi



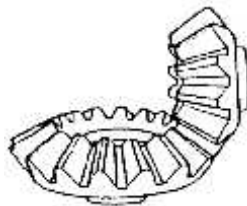
Gambar 2.2 Terminologi Roda Gigi [2]

- *Circular pitch* (p) adalah jarak yang diukur pada lingkaran puncak, dari satu titik pada sebuah gigi ke suatu titik yang berkaitan pada gigi di sebelahnya
- *Module* (m) adalah panjang dari diameter lingkaran pitch untuk tiap gigi. Modul adalah indeks dari ukuran gigi pada standar SI
- *Diametral pitch* (P) adalah perbandingan antara jumlah gigi pada roda gigi dengan diameter puncak
- *Addendum* (a) adalah jarak radial antara *top land* / bidang atas dengan lingkaran puncak
- *Dedendum* (b) adalah jarak radial dari bidang bawah (*bottom land*) ke lingkaran puncak
- *Whole depth* (h_t) adalah jumlah addendum dan dedendum
- *Clearance circle* adalah lingkaran yang bersinggungan dengan lingkaran addendum dari pasangan roda gigi tersebut

- *Clearance (c)* adalah jarak radial dari ujung puncak sebuah gigi roda gigi yang satu ke bagian dasar dari gigi roda gigi yang lain untuk suatu pasangan roda gigi

2.1.2 Bevel Gear

Secara umum, *bevel gear* memiliki bentuk yang mengerucut sehingga bisa juga disebut roda gigi kerucut. Salah satu contoh *bevel gear* yang paling sederhana adalah *straight bevel gear* dan sering digunakan untuk mentransmisikan daya antara poros yang berpotongan. Sudut antara poros yang berpotongan umumnya adalah 90° namun untuk sudut tertentu lainnya juga tetap bisa.

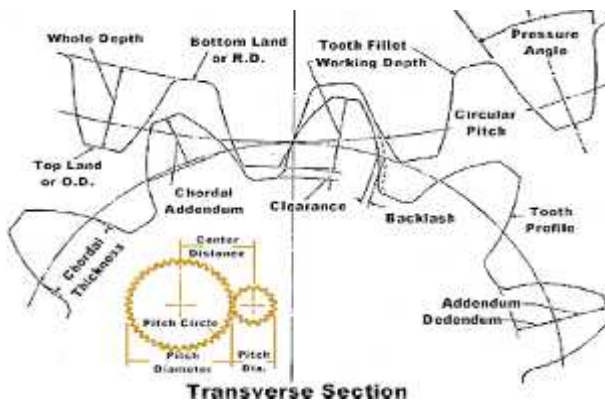
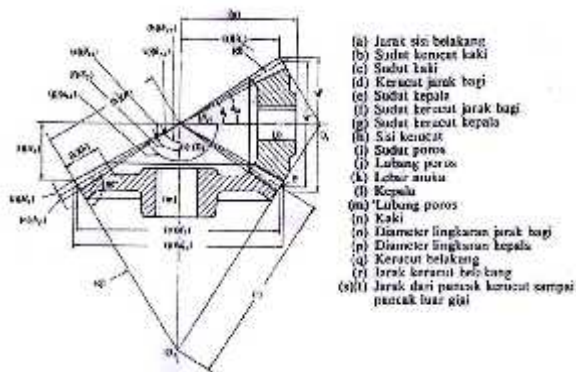


Gambar 2.3 *Bevel Gear* [5]

Roda gigi kerucut lurus adalah jenis roda gigi kerucut yang mudah dan sederhana pembuatannya dan memberikan hasil yang baik dalam pemakaiannya bila dipasangkan secara tepat dan teliti. Sama halnya dengan roda gigi lurus, roda gigi ini menjadi bising pada harga kecepatan garis puncak yang tinggi

2.1.2.1 Terminologi *Bevel Gear*

Sepasang roda gigi kerucut yang saling berkait dapat diwakili oleh dua bidang kerucut dengan titik puncak yang berhimpit dan saling menggelinding tanpa slip. Kedua bidang kerucut ini disebut “kerucut jarak bagi”. Besarnya sudut puncak kerucut merupakan ukuran bagi putaran masing-masing porosnya. Roda gigi kerucut yang alur giginya lurus dan menuju ke puncak kerucut dinamakan “roda gigi kerucut lurus” atau *straight bevel gear*.



Gambar 2.4 Terminologi Bevel Gear [2]

Untuk mendesain *bevel gear* yang sesuai dengan standard, terdapat beberapa parameter yang perlu diperhatikan. Parameter-parameter tersebut telah dirumuskan sedemikian rupa untuk memudahkan dalam proses mendesain. Secara ringkas, perumusan parameter tersebut ditampilkan pada tabel dibawah ini.

No.	Item	Unit	Formula	Example	
				Pinion (1)	Gear (2)
1	Shaft angle	°	See Value	90°	90°
2	Module	m		3	3
3	Reference pressure angle	°		20°	20°
4	Number of teeth	z		20	40
5	Reference diameter	d		60	120
6	Reflexion cone angle	δ	$\tan^{-1} \left(\frac{\sin 2\alpha}{z_1 - \cos 2\alpha} \right)$	26.1650°	69.4340°
		δ_2	$\pi - \delta_1$		
7	Center distance	a	$\frac{d_1}{2 \sin \delta_1}$	67.08204	
8	Face width	b	2. Module (max 10% d)	22	
9	Addendum	a_a	1.307m	3.90	
10	Dedendum	a_d	1.357m	4.75	
11	Dedendum angle	θ_d	$\tan^{-1} (a_d / R)$	3.19690°	
12	Addendum angle	θ_a	$\tan^{-1} (a_a / R)$	2.50009°	
13	Tip angle	θ_t	$\delta + \theta_d$	29.17560°	69.90190°
14	Root angle	θ_r	$\delta - \theta_a$	23.6649°	66.9333°
15	Tip diameter	d_a	$d + 2a_a \cos \delta$	65.8665	121.6833
16	Root circle radius	r_f	$d/2 \cos \delta - a_d \sin \delta$	18.5581	27.1157
17	Root pressure	A_r	$\frac{b \cos \theta_d}{\cos \theta_a}$	15.1371	8.9587
18	Root tip diameter	d_{rt}	$d_a \frac{2 \cos \theta_d}{\cos \theta_a}$	43.9703	87.4485

Tabel 2.2 Parameter Desain *Bevel Gear* [2]

2.1.2.2 Analisis Gaya pada Bevel Gear

Analisis gaya pada sepasang *bevel gear* (*rack* dan *pinion*) adalah bahwa gaya total (F_n) berada pada *pitch point* atau bagian tengah dari *tooth width*. F_n merupakan hasil dari tiga komponen mutual tegak lurus, yaitu gaya tangensial atau daya yang ditransmisikan (F_t), gaya radial (F_r), dan gaya axial (F_a).

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = F_n \cos \alpha$$

Jika gaya tersebut didapatkan dari torsi seperti pada kasus tipe gear lainnya, maka:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{T_1}{r_{m1}}$$

$$F_{r1} = F_t \tan \alpha \cos \delta_1$$

$$F_{r2} = F_t \tan \alpha \cos \delta_2$$

$$F_{a1} = F_t \tan \alpha \sin \delta_1$$

$$F_{a1} = F_t \tan \alpha \sin \delta_2$$

Pada sudut poros 90° , maka persamaan diatas menjadi:

$$F_{a1} = F_{rz}$$

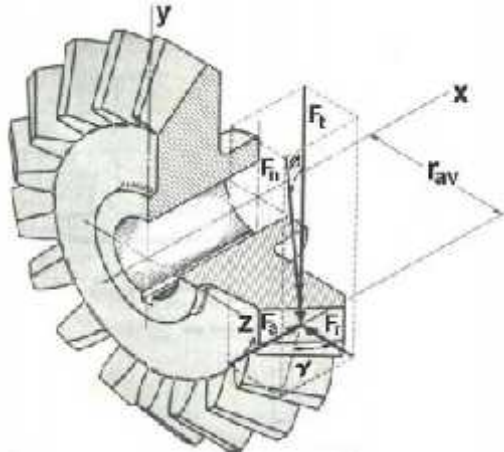
$$F_{a2} = F_{r1}$$

dimana

T_1 = Torsi pinion

P_1 = Daya pinion

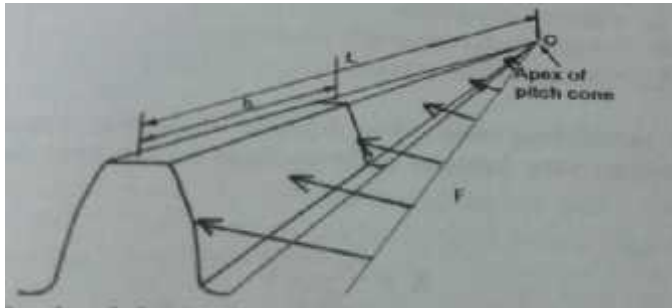
n_1 = Kecepatan pinion



Gambar 2.5 Gaya – Gaya yang Bekerja pada *Bevel Gear* [1]

2.1.2.3 Analisis Kekuatan pada *Bevel Gear*

Bentuk geometri dari *bevel gear* menghasilkan beberapa masalah ketika digunakan persamaan ekuivalen kekuatan pada beam. Seperti yang ditampilkan pada gambar dibawah ini, gaya yang bekerja pada gigi *bevel gear* bervariasi linear sepanjang gigi.



Gambar 2.6 Distribusi Gaya pada *Bevel Gear* [2]

Dari gambar diatas dapat pula disimpulkan jika ketebalan gigi juga bervariasi secara linear sepanjang gigi. Variasi ini akan menghasilkan variasi linear juga pada circular dan diametral pitch. Banyaknya variasi tersebut dapat disederhanakan dengan menggunakan persamaan Lewis untuk menghitung kekuatan atau beban bending yang diijinkan. Persamaan Lewis adalah sebagai berikut:

$$F_b = \frac{\sigma}{Y} \left(1 - \frac{b}{L}\right)$$

dimana:

- Fb = Gaya bending
- = Tegangan bending yang diijinkan material
- P = Diametral pitch
- b = Face width
- L = Jarak pitch ke apex
- Y = Lewis factor

Lewis factor dapat ditentukan dengan terlebih dahulu menentukan jumlah gigi formatif (*virtual number of teeth*). Persamaan untuk *virtual teeth* adalah sebagai berikut:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

dimana:

- z_{v1} = jumlah gigi *virtual gear*
- z_{v2} = jumlah gigi *virtual pinion*
- z_1 = jumlah gigi pada *gear*
- z_2 = jumlah gigi pada *pinion*
- δ_1 = sudut pitch cone pada *gear*
- δ_2 = sudut pitch cone pada *pinion*

Untuk menghitung *wear* yang diijinkan, digunakanlah persamaan Buckingham yang didasarkan pada tegangan kontak hertz sebagai berikut:

$$K = \frac{F_w \cos y}{d_p Q}$$

dimana

$$Q = \frac{2 N_t}{N_t + N_g}$$

Sedangkan untuk menentukan tegangan bending untuk aplikasi tertentu dapat digunakan metode AGMA dengan persamaan sebagai berikut:

$$\sigma_b = \frac{F_t K_c K_v K_m}{b}$$

Dimana:

- σ_b = Tegangan bending
- F_t = Beban yang ditransmisikan
- K_c = Faktor koreksi *overload*
- K_m = Faktor koreksi beban yang terdistribusi
- K_v = Faktor dinamis
- b = *Face width*
- J = Faktor geometri
- m = Modul

Sedangkan tegangan maksimum yang diijinkan didapatkan juga dari persamaan AGMA sebagai berikut:

$$S_a = \frac{S_a K_L}{K_T K_R}$$

Dimana:

S_a = Tegangan maksimum yang diijinkan

S_a = Tegangan maksimum material

K_L = Faktor *life*

K_T = Faktor temperatur

K_R = Faktor keamanan

Sehingga asalkan tegangan yang terjadi pada gigi (b) tidak melebihi tegangan maksimum yang diijinkan (S_{ad}) maka roda gigi dikatakan aman.

2.1.2.4 Analisis Tegangan Permukaan Pada *Bevel Gear*

Tegangan kontak Hertzian pada *bevel gear* diberikan oleh persamaan sebagai berikut :

$$\sigma_H = -C_F \sqrt{\frac{F_t}{C_V b d_p l}}$$

Dimana:

σ_H = Tegangan tekan permukaan

C_F = Koefisien elastis

F_t = Beban tangensial

C_V = Faktor kecepatan

b = *face width*

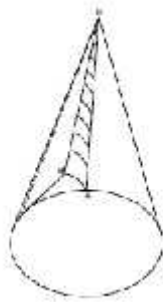
d_p = Diameter puncak pinion

l = Faktor geometri (daya tahan permukaan)

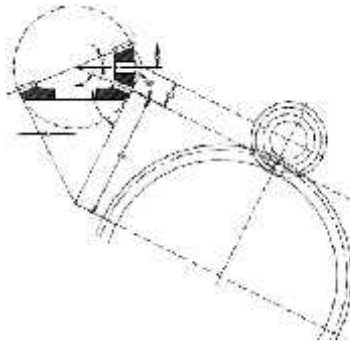
Karena persinggungan gigi pada *bevel gear* cenderung setempat, maka koefisien elastis (C_p) harus didasarkan pada analisis Hertzian tentang persinggungan bola daripada mendasarkan pada persinggungan silinder.

2.1.3 Involut

Involut pada proses men-desain profil roda gigi sangat diperlukan, guna menghindari terjadinya slip pada saat roda gigi saling kontak. Gigi involut kerucut dikembangkan dengan membuat sebuah model kerucut dengan titik OA merupakan sebuah celah. Titik A digeser dengan posisi titik O tetap, maka diperoleh titik B. Titik B akan selalu memiliki jarak yang sama dari titik I karena terletak di permukaan bola. Pada gambar dibawah ini kurva AB menunjukkan involut bola (*spherical involute*)



Gambar 2.7 *Spherical Involute* [5]



Gambar 2.8 *Tredgold Bevel Gear* [5]

Gerakan gigi untuk *bevel gear* sama seperti pada *spur gear* yang besar. Untuk menentukan kurva roda gigi kerucut

digunakanlah sudut θ dan R . Persamaan yang dipakai pada pembuatan involut adalah :

$$\begin{aligned} R_e &= \frac{R}{\cos \theta} \\ N_e &= \frac{2P R_e}{2P \cdot R} = N \frac{R_e}{R} = \frac{N}{\cos \theta} \end{aligned}$$

Dimana :

R_e = Equivalent pitch radius

N_e = Equivalent number of teeth

2.1.4 Modifikasi Profil Gigi *Tip Relief*

Tip relief didefinisikan sebagai pengurangan material pada sisi *flank* dari gigi sepanjang profil involut gigi tersebut. *Tip relief* dilakukan dengan tujuan mendapatkan gerakan kontak yang lebih halus agar menghindari timbulnya tegangan kontak yang lebih besar. *Tip relief* dapat dilakukan dengan beberapa metode diantaranya *linear tip relief* dan *parabolic tip relief* [6]. Secara matematis, besaran *tip relief* dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\Delta s(d) = C_a \frac{d - d_k}{d_a - d_k}$$

dimana

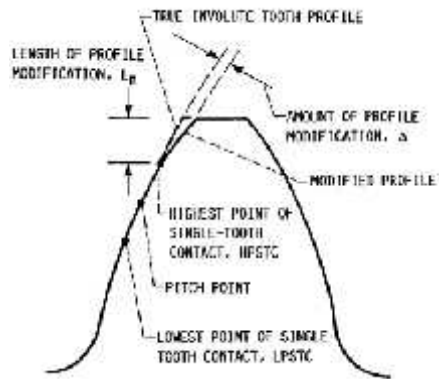
$\Delta s(d)$ = tebal pengurangan material *tip relief*

C_a = tebal pengurangan material

d = diameter modifikasi profil *tip relief*

d_k = diameter awal garis profil modifikasi

d_a = diameter luar roda gigi



Gambar 2.9 Profil Gigi dengan Modifikasi *Tip Relief* [6]

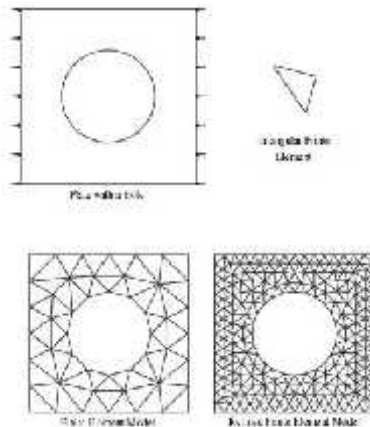
2.1.5 Metode Elemen Hingga

Finite Element Method (FEM) atau biasanya disebut *Finite Element Analysis* (FEA), adalah prosedur numeris yang dapat dipakai untuk menyelesaikan masalah-masalah dalam bidang rekayasa (*engineering*), seperti analisa tegangan pada struktur, perpindahan panas, elektromagnetis, dan aliran fluida (*Moaveni*).

Metode ini digunakan pada masalah-masalah rekayasa dimana *exact solution/analytical solution* tidak dapat menyelesaikannya. Inti dari FEM adalah membagi suatu benda yang akan dianalisa, menjadi beberapa bagian dengan jumlah hingga (*finite*). Bagian-bagian ini disebut elemen yang tiap elemen satu dengan elemen lainnya dihubungkan dengan nodal (*node*). Kemudian dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut. Proses pembagian benda menjadi beberapa bagian disebut *meshing*.

Untuk menggambarkan dasar pendekatan FEM perhatikan gambar 2.10. Gambar 2.10 adalah gambar sebuah *plate* yang akan dicari distribusi temperturnya. Bentuk geometri *plate* di "*meshing*" menjadi bagian-bagian kecil bentuk segitiga untuk mencari solusi yang berupa distribusi temperatur *plate*. Sebenarnya kasus ini dapat diselesaikan dengan cara langsung yaitu

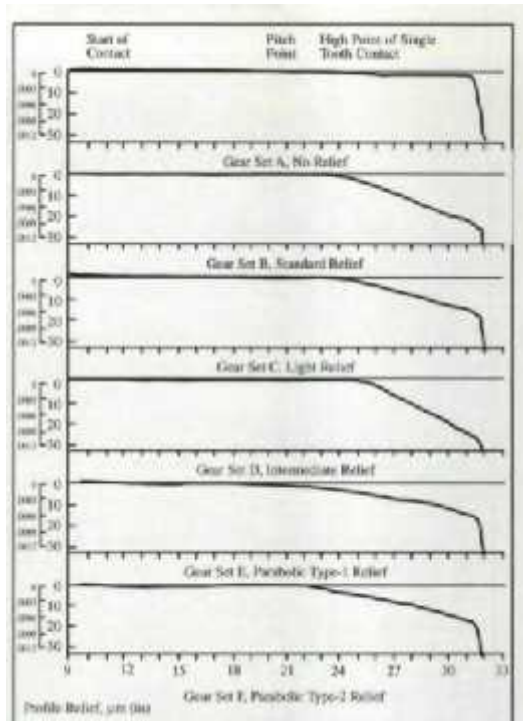
dengan persamaan kesetimbangan panas (*heat balance equation*). Namun untuk geometri yang rumit seperti *engine block* diperlukan FEM untuk mencari distribusi temperatur.



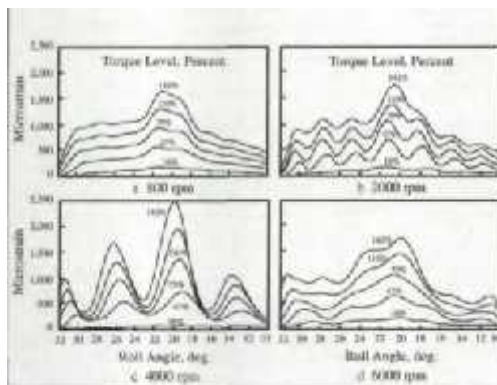
Gambar 2.10 *Meshing* pada *Plate* [4]

2.2 Penelitian Terdahulu

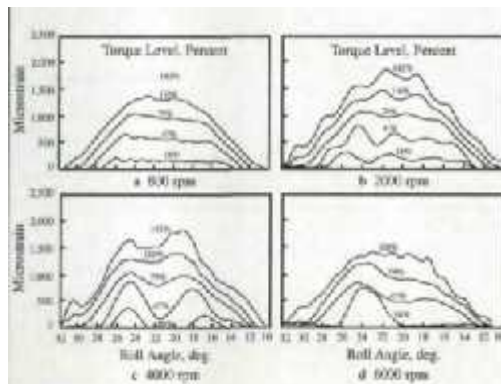
Sub bab ini berisi tentang penelitian terdahulu dijadikan referensi dalam penelitian ini. Penelitian pertama yang dijadikan referensi oleh penulis, dilakukan oleh Fred B. Oswald dan Dennis P. Townsend [7]. Penelitian ini bertujuan untuk membandingkan regangan yang terjadi pada *spur gear* dengan profil yang telah dimodifikasi dengan *tip relief*. Variasi putaran yang dilakukan adalah 800, 2000, 4000, dan 6000 rpm dengan torsi sebesar 16%, 47%, 110% dan 142% dari 71.8 Nm. Bentuk profil yang divariasikan dalam eksperimen ini berjumlah 6 (A – F) dan hasil yang diperoleh adalah sebagai berikut



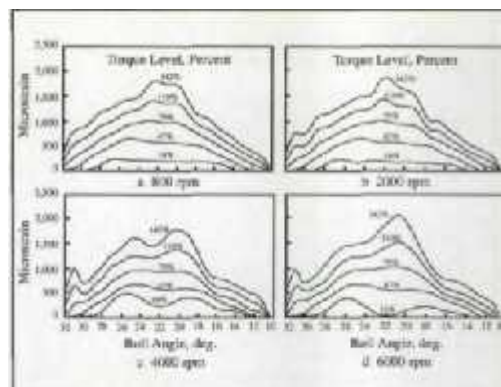
Gambar 2.11 Bentuk Profil *Spur Gear* [7]



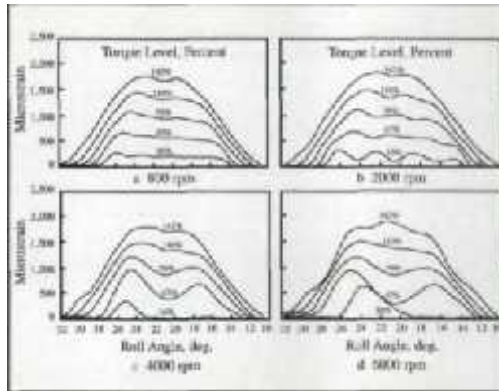
Gambar 2.12 Grafik Regangan Pada Profil A [7]



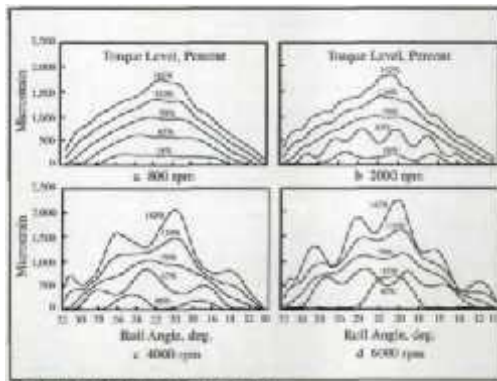
Gambar 2.13 Grafik Regangan Pada Profil B [7]



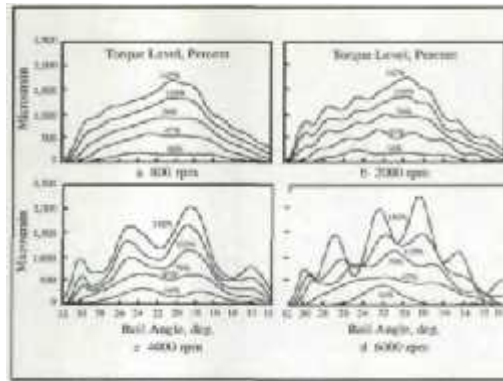
Gambar 2.14 Grafik Regangan Pada Profil C [7]



Gambar 2.15 Grafik Regangan Pada Profil D [7]



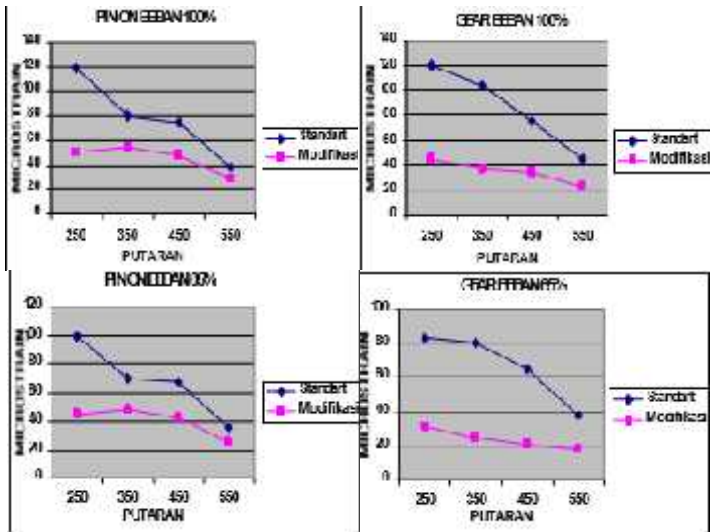
Gambar 2.16 Grafik Regangan Pada Profil E [7]



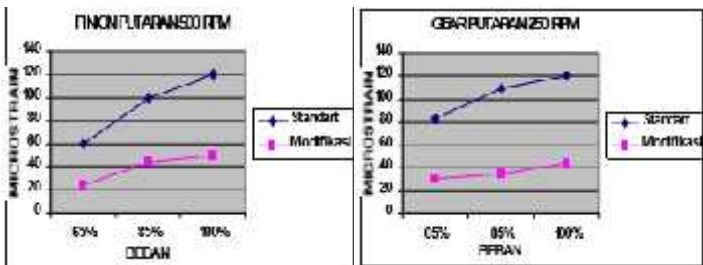
Gambar 2.17 Grafik Regangan Pada Profil F [7]

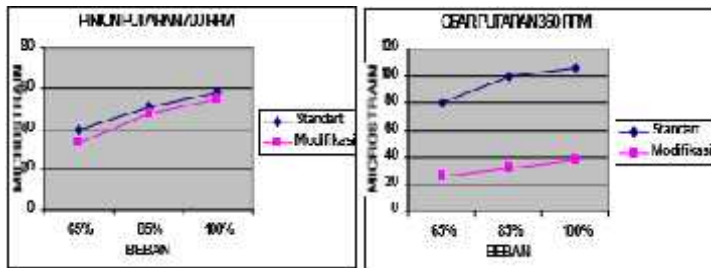
Kesimpulan penelitian menunjukkan bahwa bentuk profil yang sesuai dengan beban yang diterimanya dapat secara signifikan mengurangi beban dinamis pada *spur gear*, khususnya pada putaran dan torsi tinggi. *Trend* garis pada putaran dan torsi tinggi juga cenderung fluktuatif dibanding pada putaran dan torsi rendah, sehingga pengaruh bentuk profilnya akan sangat terlihat. Berdasarkan studi eksperimental, bentuk profil parabolik ternyata tidak memberikan banyak perubahan terhadap regangan yang dialami *gear*. Penelitian ini dijadikan referensi oleh penulis karena merupakan salah satu bentuk modifikasi pada roda gigi, yaitu *spur gear*. Bentuk – bentuk modifikasi yang dilakukan serta kesimpulan yang diambil terkait bentuk yang paling optimal berdasarkan regangannya akan dijadikan acuan dalam menentukan profil gigi yang baik ketika menerima beban yang ditentukan penulis.

Penelitian terakhir yang dijadikan Dwi Susanto [8]. Penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk membandingkan bentuk profil gigi pada *straight bevel gear* terhadap karakteristik dinamik yang berupa regangan dinamik pada kaki-kaki gigi. Analisis dilakukan dengan memvariasikan putaran pinion sebesar 500 rpm, 700 rpm, 900 rpm, 1100 rpm, dengan beban torsi pada poros *gear* 100%, 85%, dan 65% dan *clearance* yang dipakai sebesar 1.554 mm.



Gambar 2.18 Grafik Regangan Pada Beban Tetap 100% dan 85% [8]





Gambar 2.19 Grafik Regangan Pada Putaran Tetap 500 RPM, dan 700 RPM [8]

Dari hasil eksperimen didapat bahwa dengan melakukan modifikasi profil berbentuk parabolic yang dimulai dari titik kontak pertama kali gigi, yaitu pada jarak 10.4 mm dari addendum, dan besarnya *tip relief* (pemotongan pada ujung gigi) adalah 0,161 mm untuk pinion dan 0.128 mm untuk gear maka akan terjadi penurunan regangan dinamik dari profil standar ke profil modifikasi untuk putaran sedang (500 rpm dan 700 rpm) sekitar 62 %, sedangkan putaran tinggi (900 rpm dan 1100 rpm) sekitar 50 % ini terjadi hampir pada semua variasi beban dan putaran.

Berdasarkan kedua studi eksperimental tersebut, jika dibandingkan pengaruh bentuk profil *tip relief* parabolik pada putaran rendah (800 rpm [8] dan 700 rpm [7]), disimpulkan bahwa *tip relief* dapat mengurangi regangan yang terjadi walaupun tidak sebesar *tip relief* linear, dan bertambahnya beban torsi yang diberikan, regangan yang terjadi pun juga akan meningkat. Namun dikarenakan perbedaan titik pemotongan *tip relief* maka kedua studi eksperimental ini tidak dapat dibandingkan secara detail, hanya dapat ditinjau dari *trend* garis pada grafik regangannya. Studi eksperimental yang dilakukan Dwi Susanto merupakan dasar utama dilakukannya penelitian ini, dimana penulis akan melakukan 3D modelling dan simulasi dari studi eksperimental tersebut.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

Dalam penelitian ini terdapat beberapa tahapan yang dilakukan penulis. Pada bab ini akan dibahas tahapan-tahapan yang dilakukan penulis beserta detailnya dalam melakukan penelitian ini.

3.1 Penentuan Data Awal

Data awal berupa dimensi dan data material gear dan pinion, bentuk modifikasi serta parameter lainnya yang ditentukan berdasarkan tabel 2.2 pada bab dasar teori, dengan menentukan jumlah gigi pada pinion dan gear adalah masing-masing 12 dan 22. Secara lebih detail, data awal dapat dilihat pada tabel 3.1 sebagai berikut.

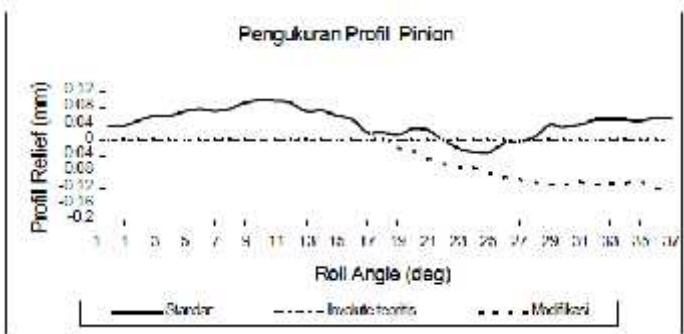
PARAMETER	SIMBOL	GEAR	PINION
<i>Circular Pitch</i>	p	25.13272	25.13272
<i>Number of teeth</i>	Nt	22	12
<i>Module</i>	m	8 mm	8 mm
<i>Working depth</i>	hw	16 mm	16 mm
<i>Whole depth</i>	h	17.554 mm	17.554 mm
<i>Clearance</i>	C	1.554 mm	1.554 mm
<i>Addendum</i>	a	5.4153 mm	10.5847 mm
<i>Dedendum</i>	d	12.1387 mm	6.9693 mm
<i>Pressure angle</i>		20	20
<i>Material</i>	-	S45C	S45C
Berat	W	6.720 kg	1.320 kg

Tabel 3.1 Data Geometri *Straight Bevel Gear* Profil Standard

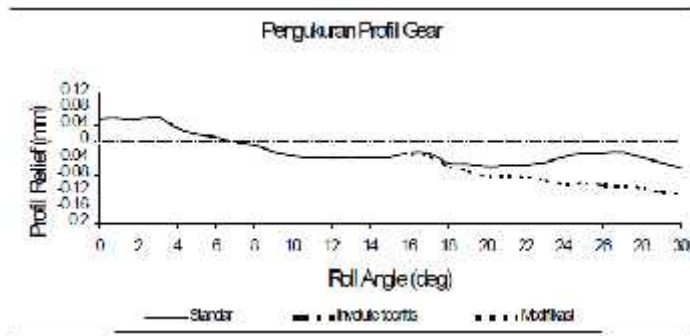
ISTILAH	SATUAN	NILAI
Massa jenis	kg/m ³	7700 – 8030
Young modulus	GPa	190 – 210
Tensile Strength	MPa	569
Yield Strength	MPa	343
Poisson Ratio	-	0.27 – 0.30
Elongation	-	>20%
Hardness	HB	167 - 229
Strength Exponent	-	-0.106
Ductility Coefficient	-	-0.47
Thermal Conductivity	W/m K	49.8
Specific Heat	J/kg K	486

Tabel 3.2 Data Material S45C

Modifikasi yang dilakukan pada bentuk profil gigi adalah dengan melakukan *tip relief* pada bagian *flank* gigi. Mengacu pada studi eksperimental yang dilakukan Dwi Susanto, besaran *tip relief* yang dilakukan sesuai pengukuran yang dilakukan adalah sebagai berikut:



Gambar 3.1 Grafik Hasil Pengukuran Dimensi Profil Pinion Setelah *Tip Relief*



Gambar 3.2 Grafik Hasil Pengukuran Dimensi Profil Gear Setelah *Tip Relief*

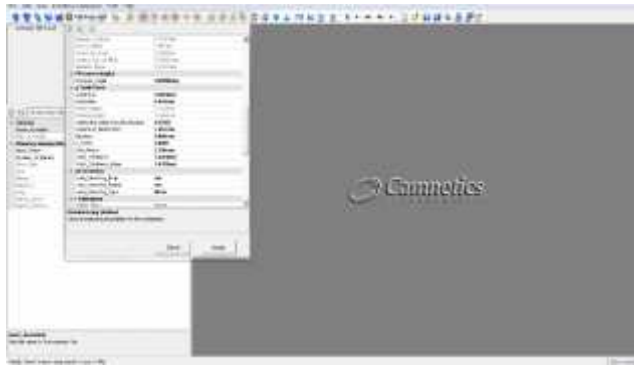
Berdasarkan kedua grafik diatas dapat diketahui bahwa besarnya *tip relief* yang dilakukan untuk *pinion* sebesar 0.161 mm dan pada *gear* sebesar 0.128 mm, dengan bentuk potongan parabolik. Modifikasi ini dimulai dari titik pertama terjadinya kontak antara *pinion* dan *gear*, yaitu 10,4 mm dari addendum.

3.2 Desain 3D dan Simulasi

3.2.1 Desain

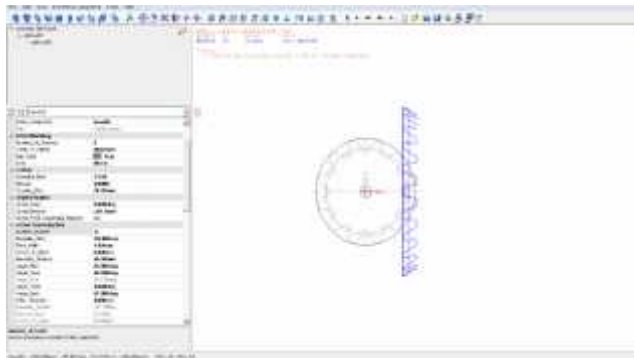
Proses desain 3D dilakukan dengan program *software CAD* khusus roda gigi disebut *GearTrax*. *Software* ini digunakan untuk membantu menggambar roda gigi dengan menginput data-data dimensi dari roda gigi, selain itu *software* ini dapat membentuk profil involut yang sempurna. Berikut adalah tahapan-tahapan yang dilakukan dalam pembuatan *straight bevel gear*.

- a. Input data geometri *straight bevel gear* (bagian *pinion*)



Gambar 3.3 Pengaturan untuk Input Geometri *Pinion*

- b. Input data geometri *straight bevel gear* (bagian *gear*)



Gambar 3.4 Tampilan *Straight Bevel Gear* 2 Dimensi

- c. Import geometri ke *software CAD*
 d. Cek interferensi pada *straight bevel gear*

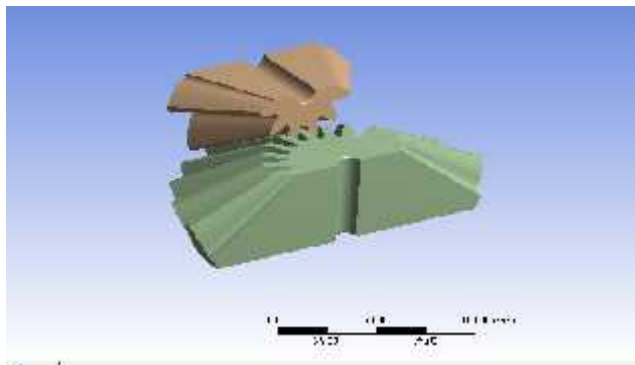
3.2.2 *Finite Element Model, Boundary Conditions, Solution*

Simulasi FEM pada penelitian ini dengan *software FEM*. Simulasi yang digunakan pada penelitian ini bersifat 3D dinamis. Agar simulasi pada *software* membuahkan hasil yang sesuai dengan kenyataannya maka dibutuhkan pengaturan-pengaturan

terlebih dahulu. Langkah-langkah tersebut dituangkan dalam *flowchart* simulasi (gambar 3.2).

1. **Import Geometri**

Pada tahap ini, geometri *straight bevel gear* yang telah dimodelkan pada *software CAD* dipindahkan ke dalam *software FEM* agar *software* mampu mengenali format geometri yang dibuat sebelumnya. Geometri roda gigi dipotong secara simetris agar waktu yang dibutuhkan untuk simulasi dapat dipersingkat.

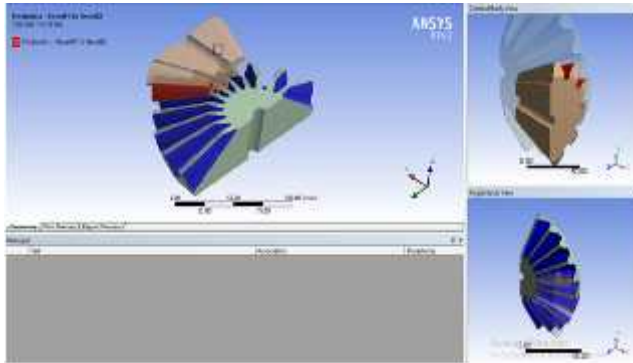


Gambar 3.5 Import Geometri Straight Bevel Gear

2. **Input Data dan Kondisi Batas**

Proses input data adalah proses memasukkan properti mekanik material seperti *yield strength*, *ductile strength*, dan lain-lainnya. Data material yang dimasukkan adalah material S45C pada *pinion* dan *gear*, seperti pada tabel 3.2.

Kondisi batas atau *boundary conditions* pada simulasi FEM mencakup *contact*, *joint*, *load*, dan *constraint*. Mendefinisikan *contact* berfungsi agar *software* mengenali permukaan yang akan mengalami *contact*, baik pada *gear* maupun pada *pinion*. Tipe *contact* yang dijalankan pada simulasi ini adalah tipe *frictionless*, dimana ini sesuai dengan keadaan operasi roda gigi yang seharusnya gaya gesek tidak terjadi / seminimal mungkin akibat pelumasan.

Gambar 3.6 Pendefinisian *Contact*

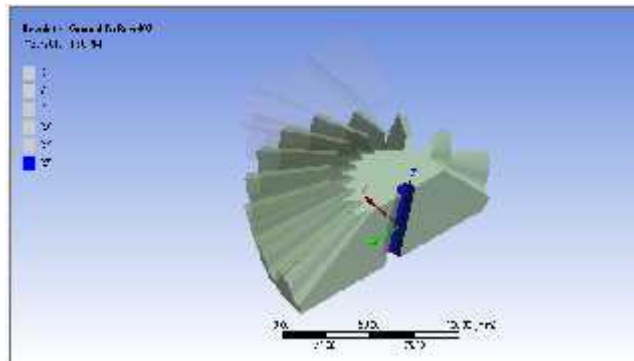
Dari gambar 3.10, *pinion* merupakan elemen yang berwarna merah (bagian yang aktif) sedangkan *gear* adalah yang berwarna biru (bagian yang pasif / bergerak akibat kontak). Berdasarkan gambar diatas maka diperoleh pengaturan *contact* sebagai berikut

<i>SCOPE</i>	<i>Details of Frictionless Pinion - Gear</i>
<i>Contact</i>	5
<i>Target</i>	12
<i>Contact Bodies</i>	<i>Pinion</i>
<i>Target Bodies</i>	<i>Gear</i>
<i>Type</i>	<i>Frictionless</i>
<i>Behaviour</i>	<i>Symmetric</i>

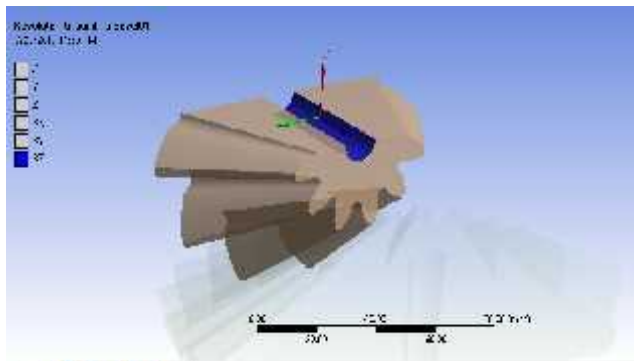
Tabel 3.4 Pengaturan *Contact*

Mendefinisikan *joint* bertujuan untuk mengidentifikasi sambungan sebagai *constraint* gerakan model 3D yang telah dibuat. Pada penelitian ini digunakan model *joint revolute ground – gear/pinion* dengan kecepatan putaran sesuai variasi yang ditentukan. *Joint* ini mendefinisikan bahwa roda gigi berputar akibat adanya

revolusi dari poros. Pendefinisian *joint* dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 3.7 Pendefinisian *Joint* Pada *Gear*

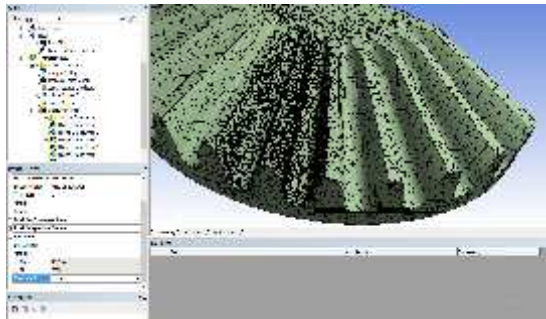


Gambar 3.8 Pendefinisian *Joint* Pada *Pinion*

Mendefinisikan *load* bertujuan untuk mengidentifikasi beban-beban yang bekerja pada roda gigi akibat putaran, seperti torsi dan gaya berat. Besarnya *load* yang diberikan bergantung dari variasi yang ditentukan penulis pada batasan masalah, dalam hal ini adalah nilai RPM. Variasi yang dilakukan adalah pada 500 rpm, 700 rpm, 900 rpm, dan 1100 rpm., serta dilakukan variasi beban sebesar 65%, 85%, dan 100%.

3. *Meshing*

Meshing adalah proses dimana model 3D dibagi-bagi menjadi domain diskrit. Hal ini perlu dilakukan karena penelitian ini menggunakan *finite element method*, dimana persamaan diselesaikan pada setiap domain diskrit. *Meshing* sangat memengaruhi tingkat keakuratan hasil simulasi. Semakin *soft* pengaturan *meshing* pada model 3D, maka hasil akhir simulasi akan mendekati nilai sesungguhnya, tetapi untuk melakukan *meshing* dengan tingkat keakuratan yang tinggi, diperlukan RAM dan *processor* yang besar pada perangkat pengolah *software* FEM (laptop atau komputer). Hal ini menjadi kendala dalam penelitian ini dikarenakan terbatasnya kapasitas perangkat pengolah FEM milik penulis.



Gambar 3.9 *Meshing* Pada 3D Model *Straight Bevel Gear*

Tipe *meshing* yang dilakukan pada penelitian ini adalah *tetrahedron method* pada seluruh *body*-nya. Kemudian diaplikasikan *face meshing* pada permukaan gigi yang akan kontak dengan ukuran elemen sebesar 0,075 mm dan *edge meshing* pada bagian ujung roda gigi. Dengan menggunakan tipe *meshing*, didapatkan jumlah elemennya sebanyak 99883 elemen.

4. *Time Setting*

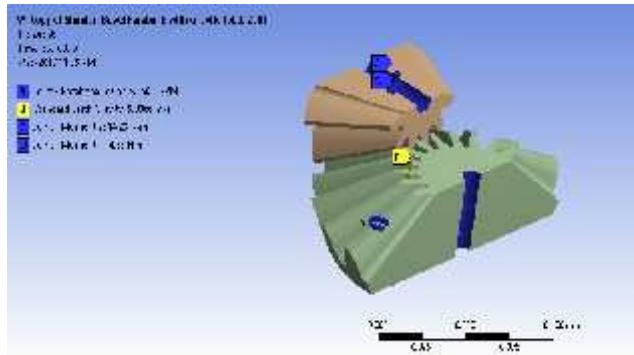
Time setting dilakukan agar simulasi berjalan pada waktu yang ditentukan oleh peneliti. Pendefinisian *time setting* mencakup waktu awal, karak waktu minimum, jarak waktu maksimum, dan lama waktu simulasi tersebut. Fitur *time setting* hanya digunakan pada simulasi yang bersifat dinamis.

<i>STEP CONTROLS</i>	<i>ANALYSIS SETTINGS</i>
<i>Number of Steps</i>	1.
<i>Current Step Number</i>	1.
<i>Step End Time</i>	5e-003
<i>Auto Time Setting</i>	<i>On</i>
<i>Define By</i>	<i>Time</i>
<i>Initial Time Step</i>	5e-005
<i>Minimum Time Step</i>	5e-005
<i>Maximum Time Step</i>	1e-004
<i>Time Integration</i>	<i>On</i>

Tabel 3.5 *Time Setting* pada *Software*

5. Mendefinisikan Beban (*Load*)

Beban yang diberikan pada penelitian ini disesuaikan dengan beban yang diterima roda gigi pada studi eksperimental. Ini mencakup putaran pada *pinion* beserta torsi yang dihasilkannya (*joint load*), beban rem tromol pada *gear* yang arahnya melawan putaran *pinion* (*joint load*), dan terakhir adalah gaya gravitasi. Ketika *loads* ini diinput pada *software FEA* seperti sebagai berikut.



Gambar 3.10 Pendefinisian *Load*

6. Mendefinisikan *Output* dan *Evaluasi*

Setelah proses iterasi selesai, program akan menampilkan data secara 3D. Hasil simulasi bisa berupa tegangan *Von Mises*, deformasi, regangan dinamis, dan lain – lain. Dalam penelitian ini, data yang ditampilkan berupa tegangan kontak serta regangan dinamis yang terjadi sesuai dengan posisi *strain gage* seperti pada eksperimen.

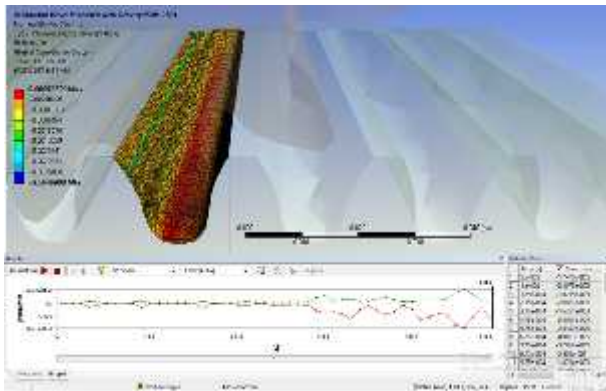
Data-data yang diperoleh dari proses simulasi kemudian dievaluasi. Tegangan kontak dan regangan dinamis yang terjadi pada *straight bevel gear* profil standard dengan profil modifikasi dibandingkan baik dalam bentuk grafik dan tabel sebagai upaya untuk menarik kesimpulan. Kesimpulan dari penelitian ini adalah sebagai referensi dalam menentukan bentuk profil gigi agar umurnya bisa lebih panjang.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN DATA

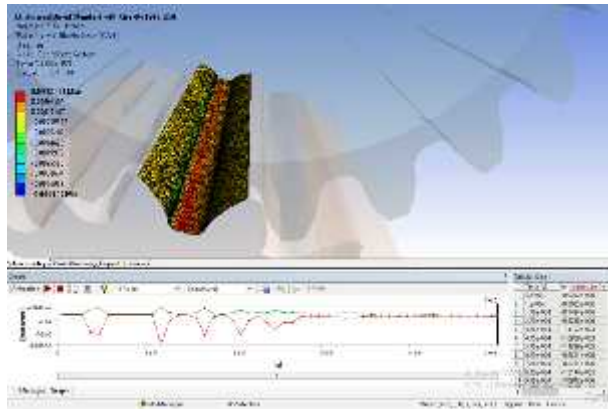
Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode elemen hingga untuk mendapatkan nilai regangan dinamis serta tegangan pada permukaan profil gigi yang diberikan modifikasi *tip relief*. Simulasi dilakukan berdasarkan beban putaran (500, 700, 900, dan 1100 rpm), torsi (beban 65%, 85%, 100%), dan gaya gravitasi.

Melalui proses simulasi, didapatkan data regangan dinamis yang terjadi pada titik yang ditentukan (sesuai dengan posisi *strain gage* atau pada *fillet* gigi) dan tegangan Kontak sepanjang permukaan gigi yang mengalami kontak. Data hasil simulasi tersebut disajikan dalam bentuk tabel, dan grafik. Data yang akan dianalisis adalah regangan dinamis pada *fillet* gigi dan tegangan kontak pada profil gigi.

Dari hasil simulasi yang telah dilakukan, diperoleh nilai tegangan kontak serta regangan dinamis pada masing – masing variasi. Nilai yang diperoleh melalui hasil simulasi ditunjukkan dengan warna – warna tertentu yang menunjukkan rentang nilai minimum sampai dengan nilai maksimum yang terjadi pada model 3D roda gigi.



Gambar 4.1 Contoh Nilai Regangan Pada Simulasi *Straight Bevel Gear* (Tampilan *Gear*)



Gambar 4.2 Contoh Nilai Regangan Pada Simulasi *Straight Bevel Gear* (Tampilan *Pinion*)

Berdasarkan gambar diatas, nilai regangan yang dianalisis adalah yang sesuai dengan dengan posisi *strain gage*, yaitu dekat *fillet* roda gigi. Hal ini disesuaikan dengan posisi pemasangan *strain gage* pada studi eksperimental yang pernah dilakukan sebelumnya. Dengan nilai regangan tersebut, maka akan dilakukan analisis untuk membandingkan nilai regangan dinamis yang terjadi ketika studi eksperimental dengan hasil dari simulasi.

4.1 Analisis Regangan Hasil Simulasi *Straight Bevel Gear* Profil *Standard* dan *Parabolic Tip Relief*

Untuk membandingkan pengaruh dari bentuk modifikasi *parabolic*, maka dilakukan analisis antara bentuk profil modifikasi tersebut dengan profil standarnya. Analisis yang dilakukan adalah dengan membandingkan regangan dinamis, serta regangan maksimum yang terjadi bila diberi variasi beban maupun kecepatan putar. Selain itu mengetahui regangan dinamis yang terjadi, simulasi ini dilakukan dengan tujuan untuk dibandingkan dengan hasil pada studi eksperimental.

4.1.1 Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Dengan Beban Tetap Dengan Variasi Putaran Pada Roda Gigi Profil Standard dan Modifikasi Parabolik *Tip Relief*

Dari hasil simulasi yang didapat, dilakukan pengolahan hasil regangan maksimum dalam bentuk grafik untuk mempermudah analisis. Dibawah ini merupakan perbandingan regangan dinamis maksimum terhadap beban yang tetap:



(a)



(b)

Gambar 4.2 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 100 % Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.2 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan pembebanan sebesar 100 % dan putaran yang divariasikan, dimana garis putus-putus pada grafik menunjukkan hasil yang diperoleh pada studi eksperimental sedangkan garis utuh menunjukkan hasil pada simulasi. Warna pada garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis biru merepresentasikan bentuk profil standar sedangkan garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief*. Pada hasil simulasi didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat putaran paling rendah nilai regangan terkecil terjadi ketika putaran paling besar. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil standar adalah 121,13 microstrain pada *pinion* dan 112,08 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 52,128 microstain pada *pinion* dan 41,313 microstrain pada *gear*. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* adalah 51,1129 microstrain pada *pinion* dan 62,044 microstrain pada *gear*, sedangkan nilai terkecilnya sebesar 25,282 microstrain pada *pinion* dan 20,897 microstrain pada *gear*.

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan beban yang sama dan putaran yang bertambah maka regangan dinamis yang terjadi semakin kecil. Hal ini dikarenakan dengan meningkatnya putaran yang diberikan maka torsi yang dihasilkan akan mengecil. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk profil standar. Ini disebabkan karena bentuk permukaan profil yang telah dimodifikasi lebih halus dibandingkan dengan bentuk profil involutnya.

Dari kedua grafik diatas dapat diketahui bahwa terdapat perbedaan nilai regangan dinamis yang terjadi baik pada *gear* maupun *pinion*. Namun kedua grafik tersebut telah menunjukkan *trendline* yang sama, yaitu regangan dinamis akan berkurang apabila pada beban yang sama diberikan putaran yang bertambah.

Selisih hasil simulasi dengan eksperimental apabila dibandingkan adalah sebesar 10,8 %.



(a)



(b)

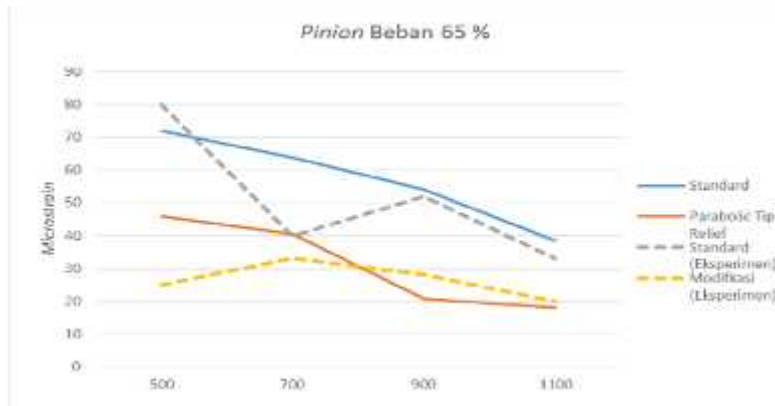
Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 85 % Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.3 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan pembebanan sebesar 85 % dan putaran yang divariasikan, dimana garis putus-putus pada grafik menunjukkan hasil yang diperoleh pada studi eksperimental

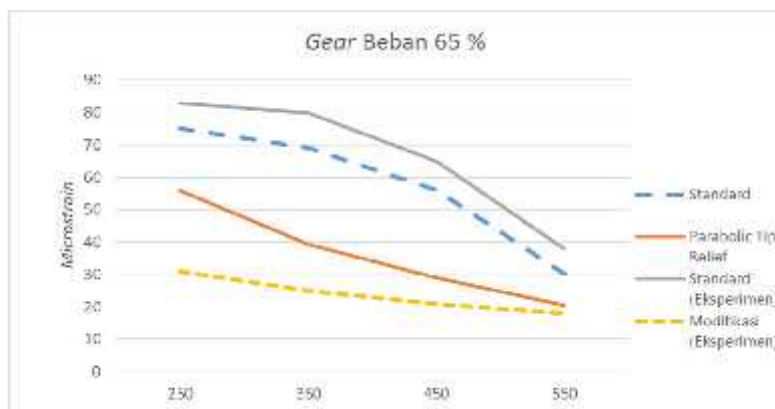
sedangkan garis utuh menunjukkan hasil pada simulasi. Garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis biru merepresentasikan bentuk profil standar sedangkan garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief*. Pada hasil simulasi didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat putaran paling rendah nilai regangan terkecil terjadi ketika putaran paling besar. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil standar adalah 110,483 microstrain pada *pinion* dan 101,396 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 43,519 microstrain pada *pinion* dan 38,952 microstrain pada *gear*. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* adalah 49,914 microstrain pada *pinion* dan 57,284 microstrain pada *gear*, sedangkan nilai terkecilnya sebesar 20,296 microstrain pada *pinion* dan 24,690 microstrain pada *gear*.

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan beban yang sama dan putaran yang bertambah maka regangan dinamis yang terjadi semakin kecil. Hal ini dikarenakan dengan meningkatnya putaran yang diberikan maka torsi yang dihasilkan akan mengecil. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk profil standar. Ini disebabkan karena bentuk permukaan profil yang telah dimodifikasi lebih halus dibandingkan dengan bentuk profil involutnya.

Dari kedua grafik diatas dapat diketahui bahwa terdapat perbedaan nilai regangan dinamis yang terjadi baik pada *gear* maupun *pinion*. Namun kedua grafik tersebut telah menunjukkan *trendline* yang sama, yaitu regangan dinamis akan berkurang apabila pada beban yang sama diberikan putaran yang bertambah. Selisih hasil simulasi dengan eksperimental apabila dibandingkan adalah sebesar 15,22%



(a)



(b)

Gambar 4.4 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 65 % Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.4 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan pembebanan sebesar 65 % dan putaran yang divariasikan, dimana garis putus-putus pada grafik menunjukkan hasil yang diperoleh pada studi eksperimen sedangkan garis utuh menunjukkan hasil pada simulasi. Garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis biru merepresentasikan

bentuk profil standar sedangkan garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief*. Pada hasil simulasi didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat putaran paling rendah nilai regangan terkecil terjadi ketika putaran paling besar. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil standar adalah 72,044 microstrain pada *pinion* dan 75,003 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 38,408 microstrain pada *pinion* dan 30,104 microstrain pada *gear*. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* adalah 45,936 microstrain pada *pinion* dan 55,916 microstrain pada *gear*, sedangkan nilai terkecilnya sebesar 18,118 microstrain pada *pinion* dan 20.677 microstrain pada *gear*.

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan beban yang sama dan putaran yang bertambah maka regangan dinamis yang terjadi semakin kecil. Hal ini dikarenakan dengan meningkatnya putaran yang diberikan maka torsi yang dihasilkan akan mengecil. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk profil standar. Ini disebabkan karena bentuk permukaan profil yang telah dimodifikasi lebih halus dibandingkan dengan bentuk profil involutnya.

Dari kedua grafik diatas dapat diketahui bahwa terdapat perbedaan nilai regangan dinamis yang terjadi baik pada *gear* maupun *pinion*. Namun kedua grafik tersebut telah menunjukkan *trendline* yang sama, yaitu regangan dinamis akan berkurang apabila pada beban yang sama diberikan putaran yang bertambah. Selisih hasil simulasi dengan eksperimental apabila dibandingkan adalah sebesar 13,67 %.

4.1.2 Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Dengan Putaran Tetap dan Beban Bervariasi Pada Roda Gigi Profil Standard dan Modifikasi Parabolik *Tip Relief*

Dari hasil simulasi yang didapat, dilakukan pengolahan hasil regangan maksimum dalam bentuk grafik untuk

mempermudah analisis. Dibawah ini merupakan perbandingan regangan dinamis maksimum terhadap beban yang tetap.



(a)



(b)

Gambar 4.5 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 500 RPM Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.5 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan putaran sebesar 500 rpm dan beban yang divariasikan, dimana garis putus-putus pada grafik menunjukkan hasil yang diperoleh pada studi eksperimental

sedangkan garis utuh menunjukkan hasil pada simulasi. Garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis biru merepresentasikan bentuk profil standar sedangkan garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief*. Pada hasil simulasi didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat pembebanan paling rendah sedangkan nilai regangan terkecil terjadi saat pembebanan paling kecil. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil standar adalah 112,08 microstrain pada *pinion* dan 121,13 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 72,044 microstrain pada *pinion* dan 75,003 microstrain pada *gear*. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* adalah 51,112 microstrain pada *pinion* dan 62,044 microstrain pada *gear*, sedangkan nilai terkecilnya sebesar 45,936 microstrain pada *pinion* dan 55,916 microstrain pada *gear*.

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan putaran yang sama dan beban yang bertambah maka regangan dinamis akan semakin besar. Hal ini dikarenakan beban torsi yang bekerja untuk menahan *pinion* semakin besar dengan bertambahnya pembebanan yang diberikan. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk profil standar.

Dari kedua grafik diatas dapat diketahui bahwa terdapat perbedaan nilai regangan dinamis yang terjadi baik pada *gear* maupun *pinion*. Namun kedua grafik tersebut telah menunjukkan *trendline* yang sama, yaitu regangan dinamis akan berkurang apabila pada beban yang sama diberikan putaran yang bertambah. Selisih hasil simulasi dengan eksperimental apabila dibandingkan adalah sebesar 5,51%.



(a)



(b)

Gambar 4.6 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 700 RPM Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan putaran yang sama dan beban yang bertambah maka regangan dinamis akan semakin besar. Hal ini dikarenakan beban torsi yang bekerja untuk menahan *pinion* semakin besar dengan bertambahnya pembebanan yang diberikan. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk

profil modifikasi *parabolic* tip relief merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk profil standar.

Dari kedua grafik diatas dapat diketahui bahwa terdapat perbedaan nilai regangan dinamis yang terjadi baik pada *gear* maupun *pinion*. Namun kedua grafik tersebut telah menunjukkan *trendline* yang sama, yaitu regangan dinamis akan berkurang apabila pada beban yang sama diberikan putaran yang bertambah. Selisih hasil simulasi dengan eksperimental apabila dibandingkan adalah sebesar 26,21 %.



(a)



(b)

Gambar 4.7 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 900 RPM Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.7 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan putaran yang sama dan beban yang bertambah maka regangan dinamis akan semakin besar. Hal ini dikarenakan beban torsi yang bekerja untuk menahan *pinion* semakin besar dengan bertambahnya pembebanan yang diberikan. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk profil modifikasi *parabolic* tip relief merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk profil standar.

Dari kedua grafik diatas dapat diketahui bahwa terdapat perbedaan nilai regangan dinamis yang terjadi baik pada *gear* maupun *pinion*. Namun kedua grafik tersebut telah menunjukkan *trendline* yang sama, yaitu regangan dinamis akan berkurang apabila pada beban yang sama diberikan putaran yang bertambah. Selisih hasil simulasi dengan eksperimental apabila dibandingkan adalah sebesar 8,96 %.



(a)



(b)

Gambar 4.8 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 1100 RPM Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.8 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan putaran sebesar 1100 rpm dan beban yang divariasikan, dimana garis putus-putus pada grafik menunjukkan hasil yang diperoleh pada studi eksperimental sedangkan garis utuh menunjukkan hasil pada simulasi. Garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis biru merepresentasikan bentuk profil standar sedangkan garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief*. Pada hasil simulasi didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat pembebanan paling rendah sedangkan nilai regangan terkecil terjadi saat pembebanan paling kecil. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil standar adalah 55,128 microstrain pada *pinion* dan 41,313 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 38,804 microstrain pada *pinion* dan 30,104 microstrain pada *gear*. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* adalah 23,897 microstrain pada *pinion* dan 25,282 microstrain pada *gear*, sedangkan nilai terkecilnya sebesar 18,118 microstrain pada *pinion* dan 20,677 microstrain pada *gear*.

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan putaran yang sama dan beban yang bertambah maka

regangan dinamis akan semakin besar. Hal ini dikarenakan beban torsi yang bekerja untuk menahan *pinion* semakin besar dengan bertambahnya pembebanan yang diberikan. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk profil modifikasi *parabolic* tip relief merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk profil standar.

Dari kedua grafik diatas dapat diketahui bahwa terdapat perbedaan nilai regangan dinamis yang terjadi baik pada *gear* maupun *pinion*. Namun kedua grafik tersebut telah menunjukkan *trendline* yang sama, yaitu regangan dinamis akan berkurang apabila pada beban yang sama diberikan putaran yang bertambah. Selisih hasil simulasi dengan eksperimental apabila dibandingkan adalah sebesar 16,79 %.

4.2 Perbandingan Hasil Simulasi dengan Hasil Studi Eksperimental

Setelah dilakukan simulasi dengan kondisi – kondisi yang sesuai dengan studi eksperimental telah selesai, dilakukanlah analisis untuk membandingkan hasil yang diperoleh pada simulasi dengan studi eksperimental. Hal ini bertujuan untuk mengetahui apakah hasil yang diperoleh pada simulasi sesuai dengan hasil studi eksperimental, dan apabila terdapat perbedaan maka akan dianalisis faktor – faktor yang menyebabkan perbedaan tersebut.

Berdasarkan hasil yang telah diperoleh maka terdapat perbedaan antara hasil simulasi dengan studi eksperimental, namun walaupun data yang diperoleh berbeda, kedua hasil menunjukkan *trendline* yang sama untuk setiap kasus variasi yang dilakukan. Perbedaan ini disebabkan oleh beberapa faktor, yang pertama adalah faktor kesesuaian *modelling* 3D. Hal yang dimaksud adalah ketelitian bentuk profil gigi yang di desain dengan *CAD* dengan bentuk profil gigi pada eksperimental. Dalam studi eksperimental, bentuk profil gigi standarnya tidak involut dikarenakan adanya proses *machining* yang menyulitkan profil involut untuk terbentuk sedangkan pada simulasi, diasumsikan bentuk profil adalah involut. Walaupun perbedaannya sangat kecil namun ini tentunya akan sangat berpengaruh terhadap regangan dinamis yang terjadi.

Faktor kedua adalah dari asumsi yang disebutkan dalam batasan masalah penelitian. Dalam simulasi, diasumsikan bahwa material adalah homogen. Sifat homogen pada suatu material menyebabkan *properties*-nya (seperti sifat mekanik) sama di seluruh permukaan benda. Asumsi ini diterapkan dalam simulasi untuk memudahkan proses perhitungan oleh *software* FEA, namun ini tentunya menyebabkan terjadinya perbedaan hasil antara simulasi dengan studi eksperimental. Faktor ketiga adalah dari pengaruhnya kalibrasi dan ketelitian alat ukur pada studi eksperimental. Pada studi eksperimental digunakan dua alat ukur yaitu *tachometer*, untuk mengukur putaran motor dan poros, dan *strainmeter* untuk mengukur besarnya regangan yang terjadi pada bagian *fillet* roda gigi. Alat ukur yang belum dikalibrasi dengan benar dan ketelitian yang tidak akurat tentunya akan memengaruhi hasil studi eksperimental itu sendiri.

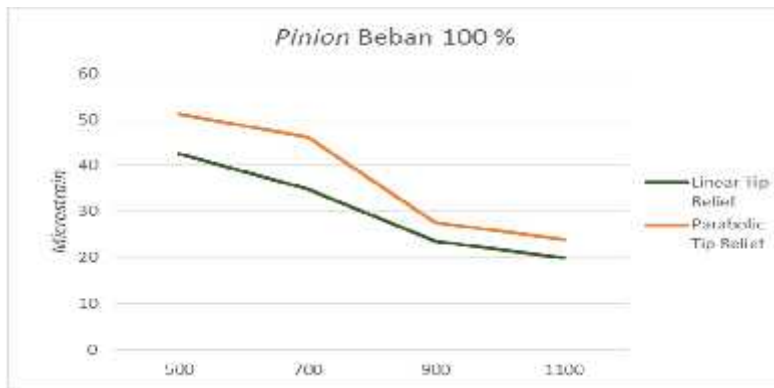
Ketiga penjelasan diatas adalah faktor – faktor yang menyebabkan terjadinya perbedaan antara hasil simulasi dengan hasil studi eksperimental. Walaupun terdapat perbedaan antara kedua hasil tersebut, hal yang perlu diperhatikan adalah keduanya menunjukkan *trend* yang sama pada setiap variasinya. Secara keseluruhan maka selisih hasil simulasi dengan studi eksperimental adalah 13,88%.

4.3 Analisis Regangan Hasil Simulasi *Straight Bevel Gear* Profil Modifikasi *Parabolic Tip Relief* dan *Linear Tip Relief*

Selain modifikasi *parabolic tip relief*, terdapat bentuk profil lain yang dapat meningkatkan umur roda gigi, yaitu *linear tip relief*. Modifikasi ini dilakukan dengan memotong bagian *tip* roda gigi secara linear. Untuk membandingkan pengaruh dari bentuk modifikasi *linear tip relief*, maka dilakukan analisis antara bentuk profil modifikasi tersebut dengan *parabolic tip relief*. Analisis yang dilakukan adalah dengan membandingkan regangan maksimum yang terjadi bila diberi variasi beban maupun kecepatan putar.

4.3.1 Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Dengan Beban Tetap Dengan Variasi Putaran Pada Roda Gigi Profil Modifikasi *Parabolic Tip Relief* dan *Linear Tip Relief*

Dari hasil simulasi yang didapat, dilakukan pengolahan hasil regangan maksimum dalam bentuk grafik untuk mempermudah analisis. Dibawah ini merupakan perbandingan regangan dinamis maksimum terhadap beban yang tetap dengan putaran yang divariasikan.



(a)

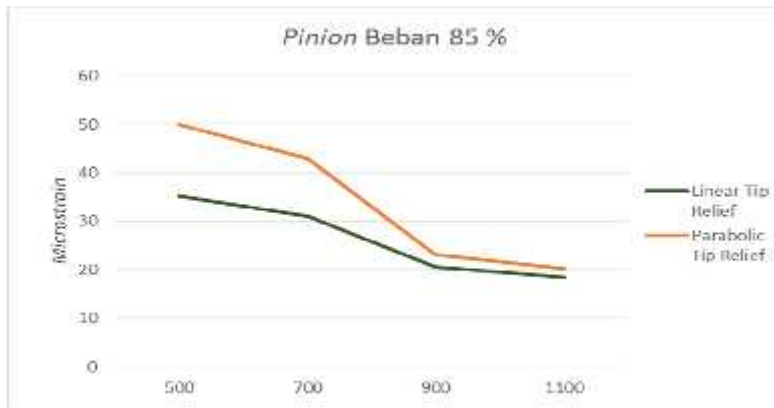


(b)

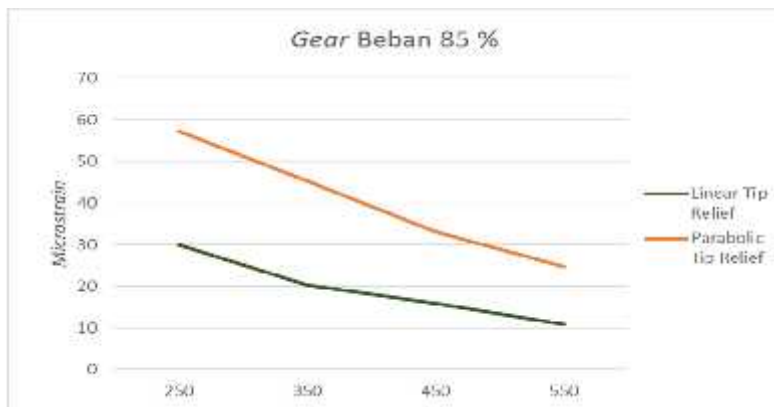
Gambar 4.9 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 100 % Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.9 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan pembebanan sebesar 100 % dan putaran yang divariasikan. Garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* sedangkan garis hijau merepresentasikan bentuk profil modifikasi *linear tip relief*. Pada hasil simulasi didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat putaran paling rendah dan nilai regangan terkecil terjadi ketika putaran paling besar. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* adalah 51,129 microstrain pada *pinion* dan 62,044 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 23,897 microstain pada *pinion* dan 25,282 microstrain pada *gear*. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *linear tip relief* adalah 42,444 microstrain pada *pinion* dan 33,921 microstrain pada *gear*, sedangkan nilai terkecilnya sebesar 19,861 microstrain pada *pinion* dan 11,278 microstrain pada *gear*.

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan beban yang sama dan putaran yang bertambah maka regangan dinamis yang terjadi semakin kecil. Hal ini dikarenakan dengan meningkatnya putaran yang diberikan maka torsi yang dihasilkan akan mengecil. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk profil modifikasi *linear tip relief* merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk *parabolic tip relief*. Hal ini dikarenakan pada *linear tip relief* luas permukaan profil gigi yang dipotong lebih banyak dibandingkan dengan *parabolic tip relief* sehingga permukaan kontaknya lebih halus. Hasil simulasi menunjukkan bahwa bentuk profil *linear tip relief* dapat mengurangi regangan dinamis sebesar 33,57 % jika dibandingkan dengan profil *parabolic tip relief*.



(a)



(b)

Gambar 4.10 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 85 % Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.10 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan pembebanan sebesar 85 % dan putaran yang divariasikan. Garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* sedangkan garis hijau merepresentasikan bentuk profil modifikasi *linear tip relief*. Pada hasil simulasi

didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat putaran paling rendah dan nilai regangan terkecil terjadi ketika putaran paling besar. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* adalah 49,914 microstrain pada *pinion* dan 57,284 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 20,296 microstrain pada *pinion* dan 24,690 microstrain pada *gear*. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *linear tip relief* adalah 35,229 microstrain pada *pinion* dan 30,045 microstrain pada *gear*, sedangkan nilai terkecilnya sebesar 18,384 microstrain pada *pinion* dan 10,951 microstrain pada *gear*.

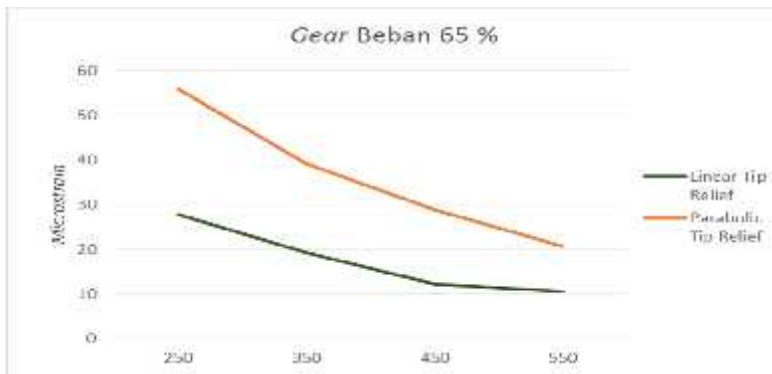
Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan beban yang sama dan putaran yang bertambah maka regangan dinamis yang terjadi semakin kecil. Hal ini dikarenakan dengan meningkatnya putaran yang diberikan maka torsi yang dihasilkan akan mengecil. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk profil modifikasi *linear tip relief* merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk *parabolic tip relief*. Hal ini dikarenakan pada *linear tip relief* luas permukaan profil gigi yang dipotong lebih banyak dibandingkan dengan *parabolic tip relief* sehingga permukaan kontaknya lebih halus. Hasil simulasi menunjukkan bahwa bentuk profil *linear tip relief* dapat mengurangi regangan dinamis sebesar 37,3% jika dibandingkan dengan profil *parabolic tip relief*.

Gambar 4.11 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan pembebanan sebesar 65 % dan putaran yang divariasikan. Garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* sedangkan garis hijau merepresentasikan bentuk profil modifikasi *linear tip relief*. Pada hasil simulasi didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat putaran paling rendah dan nilai regangan terkecil terjadi ketika putaran paling besar. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* adalah

45,939 microstrain pada *pinion* dan 55,916 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 18,118 microstrain pada *pinion* dan 20,677 microstrain pada *gear*. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *linear tip relief* adalah 30,09 microstrain pada *pinion* dan 27,836 microstrain pada *gear*, sedangkan nilai terkecilnya sebesar 15,937 microstrain pada *pinion* dan 10,477 microstrain pada *gear*.



(a)



(b)

Gambar 4.11 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Pembebanan 65 % Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan beban yang sama dan putaran yang bertambah maka regangan dinamis yang terjadi semakin kecil. Hal ini dikarenakan dengan meningkatnya putaran yang diberikan maka torsi yang dihasilkan akan mengecil. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk profil modifikasi *linear tip relief* merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk *parabolic tip relief*. Hal ini dikarenakan pada *linear tip relief* luas permukaan profil gigi yang dipotong lebih banyak dibandingkan dengan *parabolic tip relief* sehingga permukaan kontakannya lebih halus. Hasil simulasi menunjukkan bahwa bentuk profil *linear tip relief* dapat mengurangi regangan dinamis sebesar 38,6 % jika dibandingkan dengan profil *parabolic tip relief*.

4.3.2 Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Dengan Putaran Tetap dan Beban Bervariasi Pada Roda Gigi Profil Modifikasi *Parabolic Tip Relief* dan *Linear Tip Relief*

Dari hasil simulasi yang didapat, dilakukan pengolahan hasil regangan maksimum dalam bentuk tabel dan grafik untuk mempermudah analisis. Dibawah ini merupakan perbandingan regangan dinamis maksimum terhadap putaran yang tetap dan beban yang divariasikan.



(a)



(b)

Gambar 4.12 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 500 RPM Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

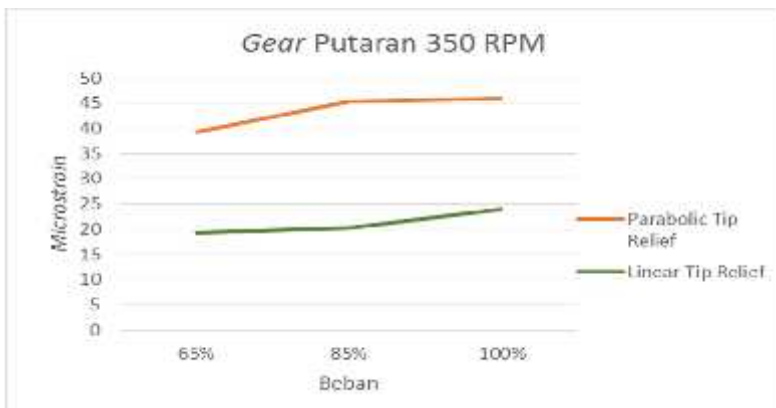
Gambar 4.12 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan putaran sebesar 500 rpm dan beban yang divariasikan. Garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* sedangkan garis hijau merepresentasikan bentuk profil modifikasi *linear tip relief*. Pada hasil simulasi didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat pembebanan paling rendah sedangkan nilai regangan terkecil terjadi saat pembebanan paling kecil. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *linear tip relief* adalah 42,444 microstrain pada *pinion* dan 33,921 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 30,090 microstrain pada *pinion* dan 27,836 microstrain pada *gear*.

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan putaran yang sama dan beban yang bertambah maka regangan dinamis akan semakin besar. Hal ini dikarenakan beban torsi yang bekerja untuk menahan *pinion* semakin besar dengan bertambahnya pembebanan yang diberikan. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk

profil modifikasi *linear tip relief* merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk profil *parabolic tip relief*. Hal ini dikarenakan pengurangan material pada sisi *flank* roda gigi lebih besar pada *linear tip relief* dibandingkan pada *parabolic tip relief*. Hasil simulasi menunjukkan bahwa bentuk profil *linear tip relief* dapat mengurangi regangan dinamis sebesar 37,14 % jika dibandingkan dengan profil *parabolic tip relief*.



(a)



(b)

Gambar 4.13 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 700 RPM Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.13 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan putaran sebesar 700 rpm dan beban yang divariasikan. Garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* sedangkan garis hijau merepresentasikan bentuk profil modifikasi *linear tip relief*. Pada hasil simulasi didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat pembebanan paling rendah sedangkan nilai regangan terkecil terjadi saat pembebanan paling kecil. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *linear tip relief* 34,772 microstrain pada *pinion* dan 23,948 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 29,037 microstrain pada *pinion* dan 19,254 microstrain pada *gear*.

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan putaran yang sama dan beban yang bertambah maka regangan dinamis akan semakin besar. Hal ini dikarenakan beban torsi yang bekerja untuk menahan *pinion* semakin besar dengan bertambahnya pembebanan yang diberikan. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk profil modifikasi *linear tip relief* merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk profil *parabolic tip relief*. Hal ini dikarenakan pengurangan material pada sisi *flank* roda gigi lebih besar pada *linear tip relief* dibandingkan pada *parabolic tip relief*. Hasil simulasi menunjukkan bahwa bentuk profil *linear tip relief* dapat mengurangi regangan dinamis sebesar 39,07 % jika dibandingkan dengan profil *parabolic tip relief*.

Gambar 4.14 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan putaran sebesar 900 rpm dan beban yang divariasikan. Garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* sedangkan garis hijau merepresentasikan bentuk profil modifikasi *linear tip relief*. Pada hasil simulasi didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat pembebanan paling rendah sedangkan nilai regangan terkecil

terjadi saat pembebanan paling kecil. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *linear tip relief* adalah 23,513 microstrain pada *pinion* dan 17,713 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 18,388 microstain pada *pinion* dan 12,109 microstrain pada *gear*.



(a)



(b)

Gambar 4.14 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 900 RPM Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan putaran yang sama dan beban yang bertambah maka regangan dinamis akan semakin besar. Hal ini dikarenakan beban torsi yang bekerja untuk menahan *pinion* semakin besar dengan bertambahnya pembebanan yang diberikan. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk profil modifikasi *linear tip relief* merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk profil *parabolic tip relief*. Hal ini dikarenakan pengurangan material pada sisi *flank* roda gigi lebih besar pada *linear tip relief* dibandingkan pada *parabolic tip relief*. Hasil simulasi menunjukkan bahwa bentuk profil *linear tip relief* dapat mengurangi regangan dinamis sebesar 32,48 % jika dibandingkan dengan profil *parabolic tip relief*.

Gambar 4.15 menunjukkan perbandingan regangan dinamis pada *pinion* dan *gear* dengan putaran sebesar 1100 rpm dan beban yang divariasikan. Garis – garis yang terdapat pada grafik simulasi menunjukkan bentuk profil yang disimulasikan, dimana garis jingga merepresentasikan bentuk profil modifikasi *parabolic tip relief* sedangkan garis hijau merepresentasikan bentuk profil modifikasi *linear tip relief*. Pada hasil simulasi didapat bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada *gear* maupun *pinion* terjadi saat pembebanan paling rendah sedangkan nilai regangan terkecil terjadi saat pembebanan paling kecil. Nilai regangan terbesar yang didapat untuk bentuk profil modifikasi *linear tip relief* adalah 19,861 microstrain pada *pinion* dan 11,278 microstrain pada *gear*, sedangkan yang terkecil sebesar 15,937 microstain pada *pinion* dan 10,477 microstrain pada *gear*.



(a)



(b)

Gambar 4.15 Grafik Perbandingan Regangan Dinamis Maksimum Putaran 1100 RPM Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan putaran yang sama dan beban yang bertambah maka regangan dinamis akan semakin besar. Hal ini dikarenakan beban torsi yang bekerja untuk menahan *pinion* semakin besar dengan bertambahnya pembebanan yang diberikan. Selain itu, dari grafik diatas dapat diketahui pula bahwa bentuk profil juga berpengaruh dalam mengurangi regangan dinamis yang terjadi, dimana bentuk

profil modifikasi *linear tip relief* merupakan bentuk yang lebih baik dibandingkan dengan bentuk profil *parabolic tip relief*. Hal ini dikarenakan pengurangan material pada sisi *flank* roda gigi lebih besar pada *linear tip relief* dibandingkan pada *parabolic tip relief*. Hasil simulasi menunjukkan bahwa bentuk profil *linear tip relief* dapat mengurangi regangan dinamis sebesar 33,76 % jika dibandingkan dengan profil *parabolic tip relief*.

4.3.3 Perbandingan Akumulasi Regangan Dinamis Pada Straight Bevel Gear Profil Standard, Parabolic Tip Relief, dan Linear Tip Relief Dengan Variasi Beban dan Putaran

Untuk memudahkan analisis, maka dibuatlah grafik akumulasi simulasi yang menunjukkan pengaruh seluruh bentuk profil gigi, baik standard maupun modifikasi dengan variasi beban dan putaran yang diberikan. Grafik yang ditampilkan merupakan hasil simulasi regangan dinamis pada bagian *pinion* dan *gear*.

Gambar 4.16 menunjukkan akumulasi regangan dinamis yang terjadi pada *straight bevel gear* profil standard, *parabolic tip relief*, dan *linear tip relief* dengan beban yang divariasikan dan putaran tetap. Garis-garis pada grafik menunjukkan variasi beban yang diberikan, dimana garis hitam merepresentasikan beban 100%, garis merah merepresentasikan beban 85%, dan garis biru muda merepresentasikan beban 65%. Dari hasil simulasi didapatkan bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada beban 100% dengan nilai 55,128 *microstrain* (*pinion*) dan 41,313 *microstrain* (*gear*) pada bentuk profil standard sedangkan regangan dinamis terkecil terjadi pada beban 65% dengan nilai 15,937 *microstrain* (*pinion*) dan 10,477 *microstrain* (*gear*) pada bentuk profil *linear tip relief*.



(a)



(b)

Gambar 4.16 Grafik Akumulasi Regangan Dinamis Dengan Putaran Tetap Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan putaran yang tetap dan beban yang bervariasi maka regangan dinamis akan berkurang sesuai dengan bentuk profilnya, dimana profil *linear tip relief* merupakan bentuk terbaik dibandingkan bentuk profil lainnya, baik pada beban 100%, 85%, maupun 65%. Hal ini dikarenakan pengurangan material pada sisi *tip* roda gigi lebih besar pada *linear tip relief* dibandingkan pada *parabolic tip relief*. *Tip relief* sendiri berfungsi untuk mengurangi interferensi yang terjadi akibat kesalahan dalam proses *machining* dan *assembly* pada sepasang roda gigi. Berdasarkan simulasi yang telah dilakukan, maka untuk geometri dan kasus *straight bevel gear* seperti studi eksperimental, bentuk profil *linear tip relief* adalah bentuk yang terbaik. Namun kesimpulan ini tidak dapat diasumsikan sama untuk semua kasus pada roda gigi, karena *error* yang terjadi pada *machining* maupun *assembly* tentunya akan berbeda sehingga parameter penyelesaiannya akan berbeda juga.

Hasil simulasi menunjukkan bahwa bentuk profil *linear tip relief* dapat mengurangi regangan dinamis sebesar 33,76 % jika dibandingkan dengan profil *parabolic tip relief*.



(a)



(b)

Gambar 4.17 Grafik Akumulasi Regangan Dinamis Dengan Beban Tetap Pada *Pinion* (a) dan *Gear* (b)

Gambar 4.17 menunjukkan akumulasi regangan dinamis yang terjadi pada *straight bevel gear* profil *standard*, *parabolic tip relief*, dan *linear tip relief* dengan beban yang divariasikan dan putaran tetap. Garis-garis pada grafik menunjukkan variasi beban yang diberikan, dimana garis biru muda merepresentasikan putaran 500 RPM, garis jingga merepresentasikan putaran 700 RPM, garis coklat merepresentasikan putaran 900 RPM, dan garis hitam merepresentasikan putaran 1100 RPM. Dari hasil simulasi didapatkan bahwa regangan dinamis terbesar terjadi pada putaran 500 RPM dengan nilai 121,13 *microstrain* (*pinion*) dan 112,08 *microstrain* (*gear*) pada bentuk profil *standard* sedangkan regangan dinamis terkecil terjadi pada putaran 1100 RPM dengan nilai 19,861 *microstrain* (*pinion*) dan 11,278 *microstrain* (*gear*) pada bentuk profil *linear tip relief*.

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa pada dengan beban yang tetap dan putaran yang bervariasi maka regangan dinamis akan berkurang sesuai dengan bentuk profilnya, dimana profil *linear tip relief* merupakan bentuk terbaik

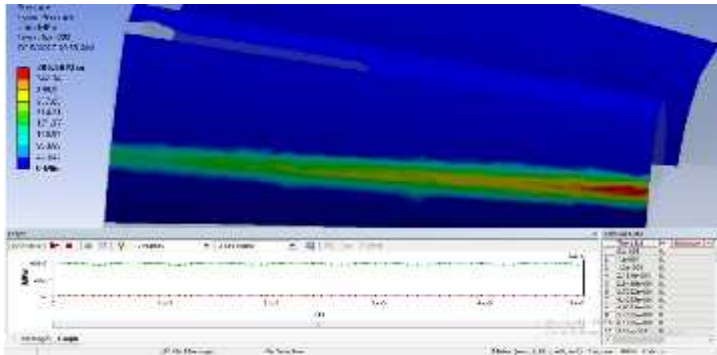
dibandingkan bentuk profil lainnya, baik pada beban putaran 500 RPM, 700 RPM, 900 RPM, dan 1100 RPM. Hal ini dikarenakan pengurangan material pada sisi *tip* roda gigi lebih besar pada *linear tip relief* dibandingkan pada *parabolic tip relief*. *Tip relief* sendiri berfungsi untuk mengurangi interferensi yang terjadi akibat kesalahan dalam proses *machining* dan *assembly* pada sepasang roda gigi. Berdasarkan simulasi yang telah dilakukan, maka untuk geometri dan kasus *straight bevel gear* seperti studi eksperimental, bentuk profil *linear tip relief* adalah bentuk yang terbaik. Namun kesimpulan ini tidak dapat diasumsikan sama untuk semua kasus pada roda gigi, karena *error* yang terjadi pada *machining* maupun *assembly* tentunya akan berbeda sehingga parameter penyelesaiannya akan berbeda juga.

Dari kedua grafik diatas dapat disimpulkan bahwa untuk kasus *straight bevel gear* seperti pada studi eksperimental, bentuk terbaik adalah *linear tip relief*. Secara keseluruhan bentuk profil *linear tip relief* dapat mengurangi regangan dinamis yang terjadi pada bagian *fillet* gigi sebesar 26,3%.

4.4 Analisis Tegangan Kontak Hasil Simulasi *Straight Bevel Gear* Profil Standard dan Modifikasi

Parameter lainnya yang dapat digunakan untuk mengamati fenomena pada roda gigi yang diberikan modifikasi berupa *tip relief* adalah tegangan kontak. Analisis ini perlu disimulasikan karena dalam kenyataannya mencari nilai tegangan kontak tidak dapat dilakukan dikarenakan tidak adanya alat ukur untuk mengetahui tegangan kontak. Tegangan kontak yang dianalisis adalah tegangan yang terjadi pada permukaan gigi yang mengalami kontak. Hal ini dimaksudkan agar tegangan kontak yang terjadi pada setiap variasi dapat lebih mudah dibandingkan.

Tegangan kontak digambarkan oleh plot tegangan pada permukaan gigi dengan warna yang berbeda-beda. Setiap warna memiliki nilai tegangan yang berbeda-beda. Agar lebih mudah dibandingkan, analisis akan dilakukan dengan membandingkan pengaruh peningkatan kecepatan putar dan peningkatan beban torsi secara terpisah.

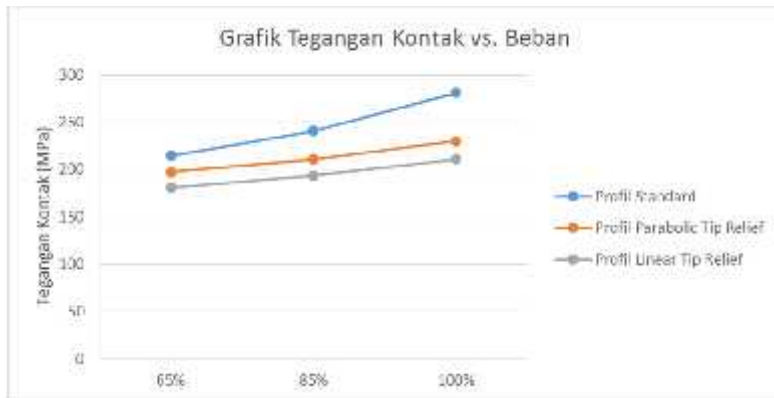


Gambar 4.18 Contoh Hasil Simulasi Tegangan Kontak Pada Bentuk Profil Standard

4.4.1 Analisis Tegangan Kontak Pada *Straight Bevel Gear* Profil Standard, *Parabolic Tip Relief*, dan *Linear Tip Relief* Dengan Variasi Beban

Data tegangan kontak pada bentuk profil standard, *parabolic tip relief*, dan *linear tip relief* disajikan dalam bentuk grafik pada gambar 4.16. Variasi yang diterapkan adalah pembebanan yang diberikan yaitu berupa torsi pada poros *gear* sebesar 65%, 85%, dan 100% dari 287 Nm dengan putaran tetap yaitu 1100 rpm. Dari grafik tersebut, ditarik sebuah *trendline* untuk mengamati fenomena pengaruh peningkatan beban terhadap tegangan kontak

Gambar 4.19 merupakan plot tegangan maksimum kontak pada roda gigi fungsi torsi. Garis – garis pada gambar merepresentasikan bentuk profil gigi yang disimulasikan, dimana warna biru menunjukkan profil standar, warna jingga menunjukkan profil modifikasi *parabolic tip relief*, dan warna abu-abu menunjukkan modifikasi profil *linear tip relief*. Nilai maksimum tegangan kontak untuk profil standard sebesar 281,18 MPa, untuk profil modifikasi *parabolic tip relief* sebesar 230,19 MPa, dan untuk profil modifikasi *linear tip relief* sebesar 210,93 MPa.



Gambar 4.19 Grafik Tegangan Kontak Vs. Beban

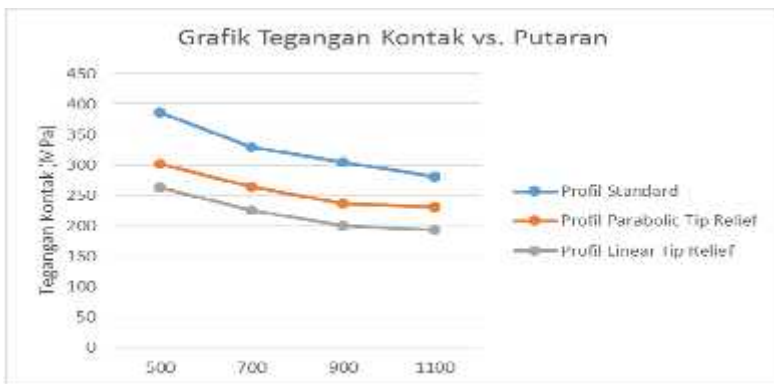
Secara umum, *trend* yang terbentuk adalah linear dimana semakin besar pembebanan torsi yang diberikan maka nilai tegangan kontak juga akan bertambah. Fenomena ini bisa dilihat dari semua variasi bentuk profil, dimana grafiknya cenderung untuk meningkat. Pada kondisi aktual, torsi merupakan representasi dari gaya yang terjadi pada lokasi tertentu. Secara sederhana tegangan merupakan hasil pembagian dari gaya dan luasan. Sehingga ketika luas nya tetap sedangkan gaya yang diterima semakin besar, maka tegangan yang terjadi juga semakin besar. Selain itu dengan pembebanan torsi yang meningkat, maka interferensi yang terjadi juga akan semakin besar. Sehingga gaya yang dibutuhkan untuk *pinion* mendorong *gear*-nya juga besar.

Pada gambar di atas juga menunjukkan bahwa pada nilai putaran yang sama, tegangan yang terjadi semakin kecil, yaitu dari bentuk profil standard yang terbesar, dan bentuk profil *linear tip relief* yang terkecil. Ini dikarenakan pengurangan material pada bagian *tip* roda gigi dapat memperhalus permukaan kontak ketika gigi bertautan sehingga interferensi yang terjadi semakin kecil. Permukaan yang halus ini lah yang menyebabkan tegangan kontak pada roda gigi dengan profil modifikasi lebih baik. Hasil dari simulasi menunjukkan bahwa bentuk profil *linear tip relief* dapat mengurangi tegangan sebesar 20,58% dibandingkan dengan profil standard.

4.4.2 Analisis Tegangan Kontak Pada *Straight Bevel Gear* Profil Standard, *Parabolic Tip Relief*, dan *Linear Tip Relief* Dengan Variasi Putaran

Data tegangan kontak pada bentuk profil standard, *parabolic tip relief*, dan *linear tip relief* disajikan dalam bentuk grafik pada gambar 4.20. Variasi yang diterapkan adalah kecepatan putar *pinion* sebesar 500 rpm, 700 rpm, 900 rpm, dan 1100 rpm dengan beban tetap yaitu 100 % (287 Nm). Dari grafik tersebut, ditarik sebuah *trendline* untuk mengamati fenomena pengaruh peningkatan kecepatan putar terhadap tegangan kontak.

Hasil simulasi secara keseluruhan menunjukkan bahwa semakin meningkat putaran yang diberikan, maka tegangan yang terjadi semakin kecil. Garis – garis pada gambar merepresentasikan bentuk profil gigi yang disimulasikan, dimana warna biru menunjukkan profil standar, warna abu-abu menunjukkan profil modifikasi *parabolic tip relief*, dan warna jingga menunjukkan modifikasi profil *linear tip relief*. Nilai maksimum tegangan kontak untuk profil standard sebesar 385,58 MPa, untuk profil modifikasi *parabolic tip relief* sebesar 300,91 MPa, dan untuk profil modifikasi *linear tip relief* sebesar 262,94 MPa



Gambar 4.20 Grafik Tegangan Kontak Vs. Putaran

Secara umum, *trend* yang terbentuk adalah linear berbanding terbalik dimana semakin besar putaran yang diberikan

maka nilai tegangan kontak akan menurun. Fenomena ini bisa dilihat dari semua variasi bentuk profil gigi, dimana grafiknya cenderung untuk menurun. Penurunan tegangan yang terjadi dikarenakan semakin besar putaran yang diberikan, lantas semakin kecil torsi yang dihasilkan dari *pinion*. Pada kondisi aktual, torsi merupakan representasi dari gaya yang terjadi pada lokasi tertentu. Secara sederhana tegangan merupakan hasil pembagian dari gaya dan luasan. Sehingga ketika luas nya tetap sedangkan gaya yang diterima semakin kecil, maka tegangan yang terjadi juga semakin kecil.

Pada gambar di atas juga menunjukkan bahwa pada nilai putaran yang sama, tegangan yang terjadi semakin kecil, yaitu dari bentuk profil standar yang terbesar, dan bentuk profil *linear tip relief* yang terkecil. Ini dikarenakan pengurangan material pada bagian *tip* roda gigi dapat memperhalus permukaan kontak ketika gigi bertautan sehingga interferensi yang terjadi semakin kecil. Permukaan yang halus ini lah yang menyebabkan tegangan kontak pada roda gigi dengan profil modifikasi lebih baik. Hasil dari simulasi menunjukkan bahwa bentuk profil *linear tip relief* dapat mengurangi tegangan sebesar 32,11 % dibandingkan dengan profil standar.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang dilakukan, dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Hasil simulasi dibandingkan dengan hasil studi eksperimental dengan dua kondisi yaitu kecepatan putar bervariasi dengan beban tetap, dan kecepatan putar tetap dengan beban bervariasi.
 - Pada kondisi beban tetap 100%, selisih nilai regangan dinamis sebesar 10,8%
 - Pada kondisi beban tetap 85% didapatkan selisih regangan dinamis sebesar 15,22%
 - Pada kondisi beban tetap 65% didapatkan selisih regangan dinamis sebesar 13,67%
 - Pada kondisi kecepatan putar tetap 500 RPM, didapatkan selisih regangan dinamis sebesar 5,51%
 - Pada kondisi kecepatan putar tetap 700 RPM, didapatkan selisih regangan dinamis sebesar 26,21%
 - Pada kondisi kecepatan putar tetap 900 RPM, didapatkan selisih regangan dinamis sebesar 8,96%
 - Pada kondisi kecepatan putar tetap 1100 RPM, didapatkan selisih regangan dinamis sebesar 16,79%

Berdasarkan hasil tersebut maka disimpulkan bahwa *error* keseluruhan antara hasil simulasi dengan hasil studi eksperimental sebesar 13,88%. Terjadinya *error* antara kedua hasil disebabkan oleh 3 hal, yaitu

- Keakurasian geometri *bevel gear*, khususnya pada bentuk profil involut akibat adanya pengaruh *machining*

- Pengaplikasian sifat homogen material pada simulasi sehingga *properties*-nya tidak sesuai dengan studi eksperimental
 - Kalibrasi dan ketelitian alat ukur pada metode pengujian studi eksperimental yang menyebabkan hasilnya tidak akurat
2. Hasil simulasi menunjukkan bahwa bentuk profil gigi yang baru (*linear tip relief*) berpengaruh terhadap regangan dengan kondisi kecepatan putar bervariasi dan beban tetap, dan kecepatan putar tetap beban bervariasi.
- Pada kondisi beban tetap 100% terjadi penurunan regangan dinamis sebesar 33,57%
 - Pada kondisi beban tetap 85% terjadi penurunan regangan dinamis sebesar 37,3%
 - Pada kondisi beban tetap 65% terjadi penurunan regangan dinamis sebesar 38,60%
 - Pada kondisi kecepatan putar tetap 500 RPM, terjadi penurunan regangan dinamis sebesar 37,14%
 - Pada kondisi kecepatan putar tetap 700 RPM, terjadi penurunan regangan dinamis sebesar 39,07%
 - Pada kondisi kecepatan putar tetap 900 RPM, terjadi penurunan regangan dinamis sebesar 32,48%
 - Pada kondisi/ kecepatan putar tetap 1100 RPM, terjadi penurunan regangan dinamis sebesar 33,37%

Secara keseluruhan maka bentuk profil *linear tip relief* dapat menurunkan regangan dinamis sebesar 35,93% pada *straight bevel gear*. Selain bentuk profil juga dapat mengurangi tegangan kontak yang terjadi pada roda gigi. Hasil simulasi tegangan kontak dengan kondisi beban tetap, menunjukkan bahwa profil gigi *linear tip relief* dapat menurunkan tegangan kontak sebesar 20,5% sedangkan pada kondisi putaran tetap dapat menurunkan tegangan

kontak sebesar 32,11%. Secara keseluruhan, bentuk profil *linear tip relief* dapat menurunkan tegangan kontak sebesar 26,3%.

5.2 Saran

Adapun saran dari hasil penelitian ini antara lain sebagai berikut:

- Perlu adanya penelitian lebih lanjut terkait bentuk serta dimensi modifikasi khususnya *tip relief*, yang dapat mengurangi regangan maupun tegangan kontak pada *straight bevel gear*
- Perlu dipastikannya ketelitian dan kalibrasi alat ukur pada studi eksperimental dan dilakukannya simulasi dengan tingkat *mesh* yang lebih kecil agar hasil yang diperoleh dari keduanya lebih akurat

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Deutschman, Aaron D., Michels, Walter J., Wilson, Charles E. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co., Inc
- [2] Radzevich, Stephen P. 2012. *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*. Boca Raton: CRC Press
- [3] Ratnadeepsinh, M. And Dipeshkumar, M. 2013 *Bending Stress Analysis of Bevel Gears*. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering, and Technology Vol. 2 Issue 7
- [4] Fish, Jacob and Belytschko. 2007. *A First Course in Finite Elements*. England: John Wiley & Sons Ltd
- [5] Nalluveettil, S. J. And Muthuveerappan, G. 1992. *Finite Element Modelling and Analysis of a Straight Bevel Gear Tooth*. India: Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology.
- [6] Markovic, Kristina and Franulovic, Marina. 2011. *Contact Stresses in Gear Teeth Due to Tip Relief Profile Modification*. Rijeka: Faculty of Engineering – University of Rijeka, Croatia
- [7] Oswald, Fred B. & Townsend, Dennis P. 1996. *Tooth Modification and Spur Gear Tooth Strain*. NASA Lewis Research Center
- [8] Susanto, Dwi. 2010. Studi Eksperimental Pengaruh Profil Gigi Terhadap Regangan Dinamis Pada Roda Gigi

Kerucut Lurus. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh
Nopember

- [9] <http://www.steelgr.com/Steel-Grades/Carbon-Steel/s45c.html>

BIODATA PENULIS



Penulis memiliki nama lengkap Bagus Widoto Aji. Lahir di Jakarta pada tanggal 10 Oktober 1994. Penulis merupakan anak kedua dari pasangan Lasmono Harjo dan Kenssy Dwi Ekaningsih ini mengawali pendidikannya di TK dan SD Sri Utama, Malaysia. Kemudian melanjutkan jenjang SMP ke sekolah PSKD Mandiri di Jakarta. Setelah lulus penulis melanjutkan pendidikannya ke SMA Negeri 70 Jakarta pada tahun 2009, dan tahun 2012 melanjutkan studinya ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan mengambil jurusan Teknik Mesin, bidang studi mekanika benda padat. Semasa kuliah di jurusan Teknik Mesin, penulis aktif dalam berbagai kepanitiaan dan organisasi, khususnya di ITS Team Sapuangin pada periode 2015-2016. Bersama ITS Team Sapuangin, penulis berhasil menorehkan banyak prestasi baik dalam kancah nasional maupun internasional. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email bagus.widoto@gmail.com